



Tugas Akhir - ME 141501

**Analisa Teknis Pemanfaatan Gas Buang pada Mesin Induk Kapal
sebagai Pemanas *Thermal Oil Boiler (Economizer)* untuk
Pemanas Tangki Ruang Muat Tanker “MT. DOA IBU”**

MANGGALA YUDHA SETIO WICAKSONO
NRP 4213100004

DOSEN PEMBIMBING
Ir. Hari Prastowo, M.Sc.
Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017



TUGAS AKHIR - ME141501

**ANALISA TEKNIS PEMANFAATAN GAS BUANG PADA MESIN INDUK
KAPAL SEBAGAI PEMANAS *THERMAL OIL BOILER (ECONOMIZER)*
UNTUK PEMANAS TANGKI RUANG MUAT TANKER “MT. DOA IBU”**

MANGGALA YUDHA SETIO WICAKSONO
NRP 4213 100 004

Dosen pembimbing :
Ir. Hari Prastowo, M.Sc.
Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017



FINAL PROJECT - ME141501

**TECHNICAL ANALYSIS OF THERMAL OIL ECONOMIZER FOR CARGO
TANK HEATING ON TANKER “MT. DOA IBU”**

MANGGALA YUDHA SETIO WICAKSONO
NRP 4213 100 004

Supervisor :
Ir. Hari Prastowo, M.Sc.
Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA TEKNIS PEMANFAATAN GAS BUANG PADA MESIN INDUK
KAPAL SEBAGAI PEMANAS *THERMAL OIL BOILER (ECONOMIZER)*
UNTUK PEMANAS TANGKI RUANG MUAT TANKER “MT. DOA IBU”**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

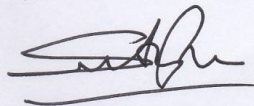
Manggala Yudha Setio Wicaksono
NRP. 4213 100 004

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi :

1. Ir. Hari Prastowo, M.Sc.
NIP. 1965 1030 1991 02 1001



2. Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D
NIP. 19751006 2002 12 1003



SURABAYA
JULI 2017

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA TEKNIS PEMANFAATAN GAS BUANG PADA MESIN INDUK
KAPAL SEBAGAI PEMANAS *THERMAL OIL BOILER (ECONOMIZER)*
UNTUK PEMANAS TANGKI RUANG MUAT TANKER “MT. DOA IBU”**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Manggala Yudha Setio Wicaksono
NRP. 4213 100 004

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan dibawah ini menyatakan dengan sebenarnya bahwa :

“ Pada laporan tugas akhir yang saya susun ini, tidak terdapat tindakan plagiarisme dan menyatakan dengan sukarela bahwa semua data, konsep perancangan, bahkan tulisan dan materi yang ada dilaporan tersebut merupakan milik Laboratorium Marine Machinery and Sytem (MMS) di Derpartemen Teknik Sistem Perkapalan ITS yang merupakan hasil studi penelitian berhak dipergunakan untuk pelaksanaan kegiata – kegiatan penelitian lanjutan serta pengembangannya”.

Nama	: Manggala Yudha Setio Wicaksono
NRP	: 4213100004
Judul tugas akhir	: Analisa Teknis Pemanfaatan Gas Buang pada Mesin Induk Kapal sebagai Pemanas <i>Thermal Oil Boiler (Economizer)</i> untuk Pemanas Tangki Ruang Muat Tanker “MT. DOA IBU”
Departemen	: Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas	: Fakultas Teknologi Kelautan

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiarisme, maka saya akan bertanggung jawab sepenuhnya dan menerima sanksi yang diberikan oleh ITS sesuai dengan ketentuan yang berlaku.

Surabaya, 27 Juli 2017

Manggala Yudha Setio Wicaksono
NRP. 4213100004

ANALISA TEKNIS PEMANFAATAN GAS BUANG PADA MESIN INDUK KAPAL SEBAGAI PEMANAS *THERMAL OIL BOILER (ECONOMIZER)* UNTUK PEMANAS TANGKI RUANG MUAT TANKER “ MT. DOA IBU”

Nama Mahasiswa : Manggala Yudha Setio Wicaksono
NRP : 4213 100 004
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Hari Prastowo, M.Sc
Dosen Pembimbing 2 : Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng, Ph.D

ABSTRAK

Temperatur gas buang dari mesin induk kapal sangatlah tinggi. Pada mesin induk berdaya 3000 kW pada 85% *load* dapat mencapai temperatur 330°C dengan aliran massa gas buang 5,05 kg/s. Panas yang dihasilkan dari gas buang ini dapat dimanfaatkan sebagai energi untuk keperluan lain seperti pemanas tangki ruang muat. Dalam penelitian ini, panas gas buang *main engine* dimanfaatkan sebagai pemanas *thermal oil* menggunakan *economizer* untuk menyerap energi panas dari gas buang. Dari perhitungan yang telah dilakukan didapatkan beban panas yang dibutuhkan untuk memanaskan muatan jenis MFO 380 dari temperatur 27 hingga 40 °C dicapai dalam waktu 48 jam sebesar 671,118 kW untuk kalor sensible dan 58,62 kW *heat loss* dari badan kapal. Dari beban panas tersebut kemudian didapatkan desain *economizer* jenis *compact heat exchanger* dengan kapasitas 750 kW. Sistem pemanas pada tangki ruang muat menggunakan pipa jenis *copper nickel* yang diletakkan pada dasar tangki ruang muat dengan diameter 1,5 inch dan panjang 3 batang untuk tangki nomor 1, 5 batang untuk tangki nomor 2, dan 6 batang untuk tangki nomor 3, 4, dan 5. Untuk menunjang sistem ini, diperlukan beberapa peralatan diantaranya, *equipments* : *economizer (compact heat exchanger)* dan *electric heater*, katup : *globe valve* dan *SDNRV*, pipa berjenis *copper nickel*, *gauge/indicator* : *pressure gauge*, *flow meter* dan *temperature indicator*, insulasi : *aluminium foil*, dan *silica aero gel*, tangki : *storage tank* dan *expansion tank*. Biaya investasi awal untuk sistem ini sebesar Rp 2.729.011.830,33.

Kata kunci : Gas buang, *economizer*, *cargo heating*, tangki ruang muat

TECHNICAL ANALYSIS OF THERMAL OIL ECONOMIZER FOR CARGO TANK HEATING ON TANKER “MT. DOA IBU”

Name : Manggala Yudha Setio Wicaksono
NRP : 4213 100 004
Department : Marine Engineering
Supervisor 1 : Ir. Hari Prastowo, M.Sc
Supervisor 2 : Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng, Ph.D

ABSTRACT

The main engine exhaust gas temperature is very high. On 3000 kW main engine at 85% load the exhaust gas temperature can reach 330°C with mass flow rate of 5.05 kg/s. Heat generated from this exhaust gas can be utilized as energy input for other purposes such as cargo tank heating on tanker ship. In this research, the energy from exhaust gas is utilized as thermal oil heater inside an economizer. Thermal oil absorb heat energy from the exhaust gas through the economizer. From the calculations heat load required to heat the MFO 380 from 27 °C to 40 °C within 48 hours is 671,118 kW for the sensible heat. Meanwhile, the heat loss through the ship hull is 58,62 kW. Based on the calculations, it is obtained the economizer design of compact type heat exchanger with capacity of 750 kW. The heating system in the cargo tank uses copper nickel pipe that placed on the bottom tank with diameter of 1.5 inches and the length of 3 ls for cargo oil tank 1, 5 los for cargo oil tank 2, 6 ls for cargo oil tank 3, 4, and 5. To support this system, some equipments are needed such as: equipments : economizer (compact heat exchanger) and electric heater, valves : globe valve and SDNRV, pipe : copper nickel, gauge/indicator : pressure gauge, flow meter and temperature indicator, insulation : aluminium foil, and silica aero gel, tanks : storage tank and expansion tank.

Keywords : Exhaust gas, economizer, cargo heating, cargo tank

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah S.W.T yang selalu memberikan nikmat serta kasih sayang – Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul “ Analisa Teknis Pemanfaatan Gas Buang Pada Mesin Induk Kapal Sebagai Pemanas *Thermal Oil Boiler (Economizer)* Untuk Pemanas Tangki Ruang Muat Tanker “ MT. DOA IBU” ” dengan lancar.

Ucapan terimakasih kepada semua pihak yang telah mendukung dalam pengerjaan Tugas Akhir ini dan tidak lupa juga penulis ucapkan terimakasih kepada :

1. Bapak Ibu saya yang selalu mendoakan serta memberikan dukungan moril maupun materiil sehingga Tugas Akhir ini terselesaikan dengan lancar.
2. Dosen pembimbing Bapak Ir. Hari Prastowo., M.Sc dan Bapak Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng, Ph.D yang telah membimbing dan memberikan masukan selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc sebagai dosen wali yang telah memberikan motivasi untuk memberikan yang terbaik dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
4. Teman Barakuda 2013 dan khususnya teman - teman Lab MMS yang telah meramaikan lab sehingga penulis selalu bersemangat selama pengerjaan Tugas Akhir.

Kaya tulis ini tentunya masih terdapat kekurangan baik kata – kata maupun isi dari tulisan. Kritik dan saran sangat diharapkan oleh penulis. Semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi penulis dan pembaca,

Surabaya, 18 Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL.....	x
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Batasan Masalah	1
1.4 Tujuan Skripsi.....	1
1.5 Manfaat	2
BAB II.....	3
TINJAUAN PUSTAKA.....	3
2.1. Perpindahan Panas	3
2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi	3
2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	3
2.2 Aliran Kalor	4
2.3 Koefisien Perpindahan Menyeluruh	5
2.4 Sistem Pemanas Ruang Muat.....	5
2.5 Gas Buang.....	5
2.6 Mesin Induk	7
2.7 Thermal Oil.....	8
2.8 Economizer	9
2.9 Head loss	9
BAB III.....	11
METODOLOGI	11
3.1 Identifikasi Masalah.....	12
3.2 Studi Literatur	12
3.3 Pengumpulan Data	12
3.4 Menghitung Panas yang Dibutuhkan	12
3.5 Desain Economizer	13

3.5 Desain Sistem Pemanas Tangki Ruang Muat	13
3.6 Menentukan dan Menyusun Spesifikasi Peralatan yang Dibutuhkan	13
3.6 Kesimpulan	13
BAB IV	15
HASIL DAN PEMBAHASAN	15
4.1 Data kapal	15
4.2 Data mesin induk	15
4.3 Data MFO 380	15
4.4 Data thermal oil.....	15
4.5 Heat loss (Ql)	15
4.5.1 Heat loss dari dinding samping.....	15
4.5.2 Heat loss dari maindeck.....	24
4.5.3 Heat loss dari bottom.....	29
4.5.4 Heat loss dari sekat tanki slop tank.....	37
4.6 Kalor sensibel (Qs).....	40
4.7 Total kebutuhan panas (Qt).....	41
4.8 Desain Economizer	42
4.9 Desain Sistem Pemanas Pada Cargo Tank.....	43
4.10 Perhitungan tebal isolasi	50
4.11 Perencanaan expansion tank dan storage tank.....	73
4.12 Perhitungan head pompa termal oil.....	75
4.13 Key plan	78
4.14 Spesifikasi peralatan yang dibutuhkan.....	78
4.15 Biaya investasi	80
4.16 Payback Time.....	81
BAB V.....	83
KESIMPULAN	83
DAFTAR PUSTAKA.....	84

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Proses perpindahan panas secara konveksi pada plat datar	3
Gambar 2.2. Emisi gas buang pada hasil pembakaran motor diesel	5
Gambar 2.3. Distribusi energi bahan bakar pada motor bakar	6
Gambar 2.4. Grafik hubungan antara Load vs aliran massa gas buang pada mesin Wartsila tipe 6L32	7
Gambar 2.5. Pengelompokan kualitas energi panas dari gas buang.....	7
Gambar 2.6. Grafik perkembangan low speed engine.	8
Gambar 2.7. Komparasi berbagai jenis fluida kerja pemanas	8
Gambar 2.8. Penukar kalor jenis compact yang digunakan	9
Gambar 3. 1. Flow chart alur penelitian.....	12
Gambar 4. 1 Heat loss dari dinding samping	16
Gambar 4. 2 Analogi tahanan termal pada dinding samping kapal	16
Gambar 4. 3 Heat loss dari maindeck	25
Gambar 4. 4 Analogi tahanan termal pada maindeck	25
Gambar 4. 5 Heat loss dari bottom.....	30
Gambar 4. 6 Analogi tahanan termal dari bottom	30
Gambar 4. 7 Analogi tahanan termal pada dinding slop tank	37
Gambar 4. 8 Gambar penampang pipa dan lapisan isolasi	50
Gambar 4. 9 Analogi tahanan termal pada dinding economizer	65
Gambar 4. 10 Analogi tahanan termal pada dinding economizer	68
Gambar 4. 11 Tampak atas/bawah economizer	70

DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1 Tabulasi Heat Loss Tiap – tiap Carg Tank.....	36
Tabel 4. 2 Kebutuhan Kalor Sensibel.....	41
Tabel 4. 3 Parameter input software.....	42
Tabel 4. 4 Hasil running software HTRI.....	43
Tabel 4. 5 Table panjang pipa tiap – tipa cargo tank.....	47
Tabel 4. 6 Tabel head loss total pipa cabang.....	49
Tabel 4. 7 Heat loss insulasi ketebalan 0,02 m.....	55
Tabel 4. 8 Heat loss insulasi ketebalan 0,04 m.....	55
Tabel 4. 9 Heat loss insulasi ketebalan 0,06 m.....	55
Tabel 4. 10 Heat loss insulasi ketebalan 0,08 m.....	56
Tabel 4. 11 Heat loss insulasi ketebalan 0,1 m.....	56
Tabel 4. 12 Heat loss insulasi ketebalan 0,02 m.....	63
Tabel 4. 13 Heat loss insulasi ketebalan 0,04 m.....	63
Tabel 4. 14 Heat loss insulasi ketebalan 0,06 m.....	64
Tabel 4. 15 Heat loss insulasi ketebalan 0,08 m.....	64
Tabel 4. 16 Heat loss insulasi ketebalan 0,1 m.....	64
Tabel 4. 17 Daftar spesifikasi peralatan	79
Tabel 4. 18 Daftar harga peralatan	80
Tabel 4. 19 Total biaya pengadaan barang	80
Tabel 4. 20 Daftar biaya instalasi	81
Tabel 4. 21 Payback time	82

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Transportasi melalui jalur laut merupakan jenis sistem transportasi yang masih sangat mungkin untuk digunakan terutama pada aktivitas perdagangan domestik maupun internasional. Salah satu jenis kapal yang banyak digunakan adalah *oil tanker*. Kapal jenis ini dirancang untuk mengangkut muatan cair dalam bentuk curah. Dalam proses *unloading* muatan, pompa *cargo* digunakan untuk memindahkan muatan minyak dari ruang muat didalam kapal ke *bunker* yang berada didarat. Proses pemompaan sangat dipengaruhi viskositas dari fluida yang akan dipompa. Viskositas suatu fluida dapat dipengaruhi oleh temperatur, semakin tinggi temperatur maka semakin rendah viskositas fluida tersebut.

Cargo tank heating merupakan suatu treatment yang dapat dilakukan untuk memanaskan muatan. Proses pemanasan tersebut tentunya membutuhkan energi berupa energi panas yang dapat diperoleh dari *heater*. Dewasa ini sudah banyak jenis *heater* yang menggunakan *thermal oil* sebagai fluida kerja. Proses pemanasan *thermal oil* ini dapat menggunakan menggunakan sumber energi listrik ataupun bahan bakar minyak. Penggunaan energi listrik maupun bahan bakar minyak tidaklah serta merta dapat diperoleh dengan mudah, perlu investasi sebagai biaya operasional pemanas tersebut.

Pemanfaatan gas buang mesin induk kapal dapat dijadikan sumber energi panas lain yang tentunya dapat diperoleh dengan mudah. Harapan dari penelitian ini adalah pemanfaatan gas buang dari mesin induk ini dapat dijadikan energi alternatif lain, mengingat tidak seluruhnya energi dari bahan bakar yang masuk kedalam mesin induk kapal dikonversikan menjadi energi mekanik, masih terdapat energi panas yang terbuang sebesar 30 – 40% dari ke lingkungan.

1.2 Perumusan Masalah

1. Berapa panas yang dibutuhkan untuk proses *cargo heating* ?
2. Bagaimana pemanfaatan gas buang dari mesin induk kapal sebagai *cargo heating* pada kapal tanker ?
3. Bagaimana sistem *cargo heating* pada kapal tanker ?
4. Peralatan apa saja yang harus disediakan untuk sistem *cargo heating* pada kapal tanker dengan menggunakan gas buang dari mesin induk kapal ?
5. Berapa estimasi biaya investasi awal untuk sistem ini ?

1.3 Batasan Masalah

1. Jenis muatan yang diangkut adalah MFO 380
2. Mesin induk yang digunakan adalah Wartsila 6L32, 3000 kW
3. Alur pelayaran kapal dari Dumai ke Jakarta
4. Rules yang digunakan adalah BKI *class rules*
5. Tidak memperhatikan kondisi *loading*

1.4 Tujuan Skripsi

1. Menghitung panas yang dibutuhkan.

2. Mendesain *economizer* dengan memanfaatkan panas dari gas buang mesin induk.
3. Mendesain sistem pemanas pada ruang muat kapal tanker.
4. Mengetahui dan menyusun spesifikasi dari peralatan yang dibutuhkan.
5. Menghitung biaya investasi.

1.5 Manfaat

Mengetahui manfaat energi gas buang dari mesin induk pada kapal sebagai energi alternatif untuk pemansan tangki ruang muat kapal tanker.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Perpindahan Panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) merupakan suatu proses perpindahan energi dalam bentuk panas disebabkan adanya gradien atau perbedaan suhu diantara dua benda. Pada peralatan penukar kalor (*heat exchanger*) baik pada *economizer* dan sistem pemanas ruang muat pada kapal tanker terjadi dua peristiwa proses perpindahan panas yakni, perpindahan panas secara konduksi dan konveksi.

2.1.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi diakibatkan adanya perbedaan suhu, dari suhu tinggi ke suhu yang lebih rendah melalui perantara dimana molekul perantara tersebut tidak ikut berpindah. Besarnya laju perpindahan panas (q) secara konduksi bergantung pada konduktivitas atau kemampuan hantar kalor suatu zat (k), luasan area perpindahan panas (A) serta gradien suhu ($\frac{\partial T}{\partial x}$) seperti dinyatakan pada persamaan berikut :

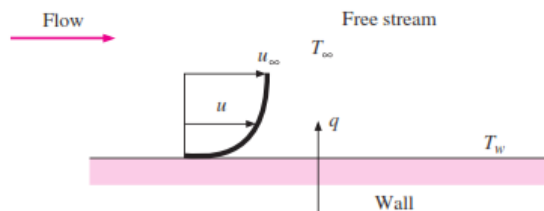
$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

2.1.2 Perpindahan Panas Konveksi

Jika suatu fluida dialirkan diatas plat datar panas, maka akan terjadi proses perpindahan panas dari plat ke fluida mengalir tersebut. Peristiwa ini disebut perpindahan panas secara konveksi. Berbeda jika fluida tersebut tidak mengalir, proses perpindahan panas terjadi secara konduksi. Besarnya laju perpindahan panas secara konveksi dapat dinyatakan dengan :

$$q = h A (T_w - T_\infty) \quad (2)$$

dimana h merupakan koefisien perpindahan kalor konveksi, A luasan permukaan perpindahan panas dan gradien suhu antara plat dan fluida yang mengalir.



Gambar 2.1. Proses perpindahan panas secara konveksi pada plat datar (Holman, 2010)

Perpindahan panas konveksi terdiri dari dua jenis yakni, perpindahan panas konveksi alami (*natural convection*) dan konveksi paksa (*Forced convection*). Perpindahan panas konveksi alami dan konveksi paksa dipengaruhi oleh bilangan – bilangan tak berdimensi untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas tersebut diantaranya :

- Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2} \quad (3)$$

➤ Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (4)$$

➤ Reynold number

$$Re = \frac{x u_\infty}{\nu} \quad (5)$$

untuk aliran internal dalam pipa dapat juga menggunakan persamaan dibawah ini :

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

➤ Stanton number

$$St = \frac{h}{\rho u c_p} \quad (6)$$

$$St Pr^{2/3} = 0,185 (\log Re)^{-2,584} \quad (7)$$

untuk $10^7 < Re < 10^9$

$$St Pr^{2/3} = 0,0296 Re^{-0,2} \quad (8)$$

untuk $5 \times 10^5 < Re < 10^7$

➤ Rayleight number

$$Ra = Gr Pr \quad (9)$$

➤ Nusselt number

$$Nu = 0,68 + \frac{0,387 Ra^{1/4}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad (10)$$

Untuk $Ra < 10^9$

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \quad (11)$$

Untuk $10^{-1} < Ra < 10^{12}$

pada aliran interla pipa dapat juga menggunakan persamaan dibawa ini :

$$Nu = C Ra^n \quad (12)$$

2.2 Aliran Kalor

Kalor mengalir dari suhu tinggi ke suhu rendah. Laju aliran kalor sebanding beda potensial termal dan berbanding terbalik dengan tahanan termal dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$q = \frac{\Delta T_{\text{menyeluruh}}}{\Sigma R_{\text{th}}} \quad (13)$$

2.3 Koefisien Perpindahan Menyeluruh

Pada suatu bidang yang salah satu sisinya terdapat fluida A dengan temperatur yang lebih tinggi sedangkan disisi lain terdapat fluida B yang temperaturnya lebih rendah, maka terjadi aliran panas dari fluida A secara konveksi dan melewati dinding datar dengan ketebalan tertentu kemudian diteruskan secara konveksi dari dinding tersebut ke fluida B. Koefisien perpindahan panas menyeluruh gabungan dari proses konduksi dan konveksi dihitung dengan persamaan berikut :

$$U = \frac{1}{1/h_1 + \Delta x/k + 1/h_2} \quad (14)$$

2.4 Sistem Pemanas Ruang Muat

Seperti yang telah dibahas sebelumnya, *heating treatment* perlu dilakukan sebelum proses *unloading*. Sistem pemanas pada ruang muat umumnya menggunakan *coil* yang berisi fluida pemanas dimana *coil* diletakkan pada dasar tangki ruang muat.. Laju perpindahan panas sebanding dengan luasan area perpindahan panas dari *coil* pemanas ke muatan minyak.

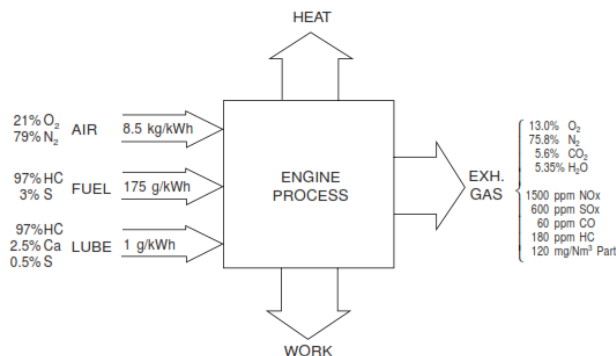
$$Q = U A \Delta T \quad (15)$$

Dimana Q adalah laju perpindahan panas, U koefisien perpindahan menyeluruh, A luasan area perpindahan panas dan ΔT adalah perbedaan temperatur. Luasan perpindahan panas A pada coil bergantung pada panjang coil dan diameter coil.

$$A = \pi d L \quad (16)$$

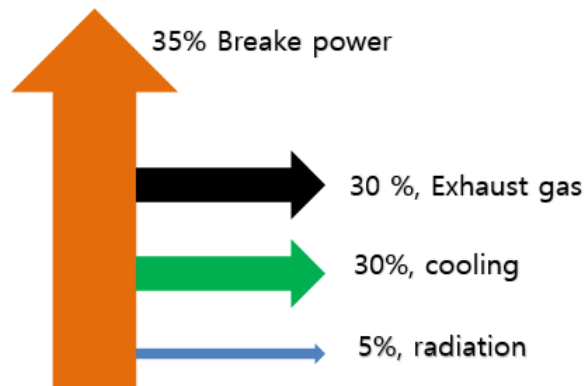
Dengan d diameter coil dan L adalah panjang coil. Untuk memaksimalkan laju perpindahan panas, sistem pemanas pada setiap tangki ruang muat kapal tanker disusun dengan lekukan – lekukan.

2.5 Gas Buang



Gambar 2.2. Emisi gas buang pada hasil pembakaran motor diesel (Woodyard, 2004)

Pada motor pembakaran dalam baik motor dua langkah maupun empat langkah, terdapat tahap dimana gas yang terbentuk dari hasil pembakaran antara bahan bakar dan oksigen akan dibuang pada langkah buang. Pada langkah ini gas buang akan keluar dari *combustion chamber* melalui pipa gas buang. Berbagai unsur kimia seperti NO_x , SO_x , CO, dan H₂O akan dihasilkan dari proses pembakaran tersebut. (Woodyard, 2004). Selain unsur – unsur kimia diatas, produk lain dari dari pembakaran motor bakar adalah panas dari gas buang tersebut seperti yang telah disebutkan sebelumnya sekitar 30 % energi panas yang terbangung ke lingkungan.

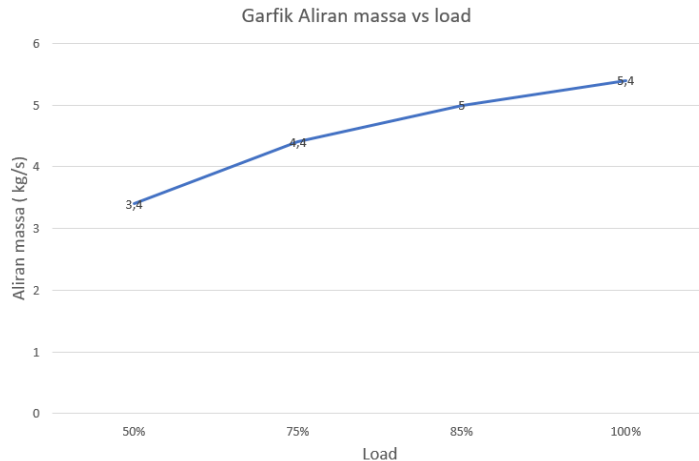


Gambar 2.3. Distribusi energi bahan bakar pada motor bakar
(Jadhao & Thambore, 2013)

Seperti yang telah disebutkan di atas, masih terdapat 30 % energi hasil pembakaran yang berupa panas terbangung ke udara bebas. Dewasa ini beberapa upaya yang dilakukan untuk mengurangi panas yang terbangung diantaranya penggunaan *Steam / Conventional / Rankine Cycle* dan (*SRC*) dan *Organic Rankine Cycle* (*ORC*). *Conventional / Rankine Cycle* memanfaatkan air / uap sebagai fluida kerja. Uap yang dihasilkan akan digunakan untuk proses produksi tenaga seperti Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang memanfaatkan energi dari uap yang dibangkitkan untuk memutar turbin yang nantinya energi mekanik dari putaran turbin tersebut digunakan untuk memutar rotor generator sehingga menghasilkan energi listrik. *Organic Rankine Cycle* merupakan pengembangan dari *SRC* dimana fluida kerja digunakan adalah senyawa hidrokarbon seperti minyak. Beberapa penelitian menunjukkan, penggunaan *ORC* sebagai teknologi WHR dapat meningkatkan efisiensi sebesar 20 % hingga 30 % dengan temperatur sumber panas berkisar antara 180 °C hingga 360 °C (Singh & Pedersen, 2016). Energi yang terkandung dalam gas buang bergantung pada aliran massa gas buang (\dot{m}_g), panas spesifik gas buang (c_p) dan perbedaan temperatur masuk dan keluar gas buang (ΔT) (Jadhao & Thambore, 2013).

$$Q = \dot{m}_g \times c_p \times \Delta T \quad (17)$$

Aliran massa gas buang bergantung pada *load* atau pembebanan pada mesin induk, semakin besar pembebanan yang diberikan semakin besar pula aliran massa gas buang, begitu pula pada temperatur keluaran gas buang.



Gambar 2.4. Grafik hubungan antara Load vs aliran massa gas buang pada mesin Wartsila tipe 6L32
(Wartsila 32 *Project guide*)

Kualitas energi yang terbuang dari gas buang dapat ditentukan dari temperatur gas buang tersebut. Berdasarkan temperaturnya, energy panas yang dihasilkan dari gas buang dapat dikelompokkan menjadi tiga kategori yakni, *low*, *medium*, dan *high*.

Quality	Temperature range (°C)
High	650 and higher
Medium	232–649
Low	232 and lower

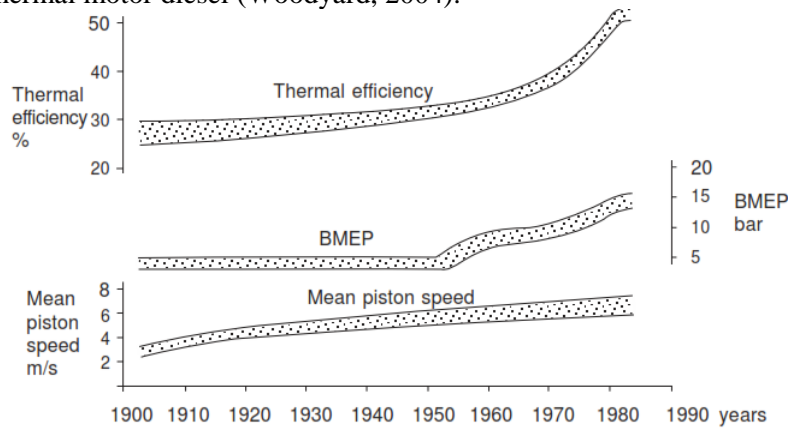
Gambar 2.5. Pengelompokkan kualitas energi panas dari gas buang.
(Singh & Pedersen, 2016)

Mesin induk pada kapal, menghasilkan temperatur gas buang berkisar 325 hingga 345 °C untuk mesin dua langkah dan 400 hingga 500 °C pada mesin empat langkah (Singh & Pedersen, 2016). Berdasarkan tabel gambar 2.5 diatas, kualitas energi yang terbuang pada gas buang dapat dikategorikan pada kualitas *medium*, sehingga potensi pengaplikasian *WHR* pada kapal sangat memungkinkan dilakukan.

2.6 Mesin Induk

Mesin induk merupakan mesin utama sebagai penggerak kapal agar kapal dapat melaju dengan kecepatan yang diinginkan. Besarnya *power* yang dibutuhkan bergantung pada tahanan yang bekerja pada kapal dan kecepatan kapal. Pada abad 19, penggunaan motor diesel sebagai penggerak kapal utama mulai digunakan di bidang maritim. *Selandia* merupakan kapal pertama yang menggunakan motor diesel sebagai penggerak utamanya. *Selandia*, kapal penumpang berukuran 7400 DWT dibangun pada tahun 1912 oleh galangan *Burmeister & Wain* ditenagai oleh motor disel *Burmeister & Wain* dengan daya mesin 920 kW, delapan silinder dapat melaju dengan kecepatan hingga 10,5 knot pada kondisi *service*. *Selandia* berhasil menstimulasi perusahaan pelayaran lain untuk beralih menggunakan motor disel sebagai penggerak utama kapal menggantikan mesin uap yang sebelumnya pernah digunakan. Pada tahun 1914 tidak kurang dari 300 kapal ditenagai

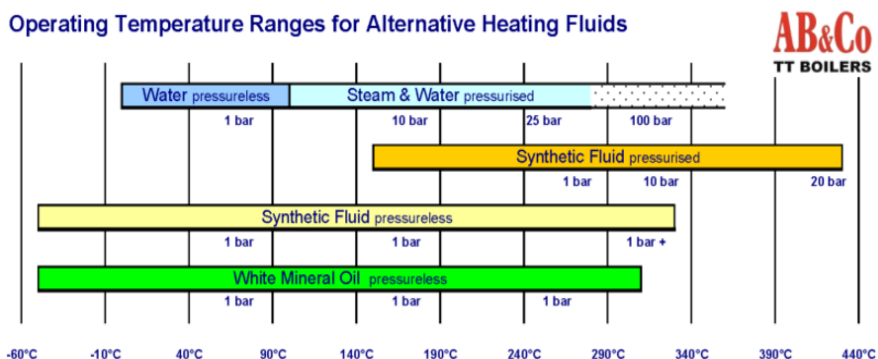
oleh oleh motor disel. Seiring bertambahnya jumlah kapal dan dimensi kapal semakin besar, perkembangan motor disel sebagai motor induk kapal semakin meningkat, hal ini ditandai dengan peningkatan power dari motor induk disertai dengan peningkatan efisiensi thermal motor diesel (Woodyard, 2004).



Gambar 2.6. Grafik perkembangan *low speed engine*.
(Woodyard, 2004)

2.7 Thermal Oil

Salah satu fluida pemanas yang digunakan pada *heater* atau *boiler* adalah *thermal oil*. *Thermal oil* merupakan jenis minyak yang disirkulasikan melalui *tube – tube* dan dipanaskan didalam *heater*, nantinya minyak yang telah melalui proses pemanasan ini akan didistribusikan ke konsumen. Setelah didistribusikan, minyak yang energi panasnya telah berkurang akan disirkulasikan kembali menggunakan pompa ke *heater*. Salah satu kelebihan *thermal oil* dibandingkan dengan *steam* adalah, pada temperatur yang tinggi *thermal oil* dapat mempertahankan struktur secara fisik maupun kimianya tanpa terpengaruhi perubahan temperatur kerja (Michalski & Zeńczak, 2010). Pada industri perkapalan penggunaan *thermal oil* dapat mencegah korosi pada pipa – pipa distribusi.



Gambar 2.7. Komparasi berbagai jenis fluida kerja pemanas
(BOILERS, 2017)

2.8 Economizer

Economizer merupakan komponen yang digunakan untuk menyerap energi panas yang terbuang dari gas buang. Pemanfaatan *economizer* merupakan pengaplikasian *waste heat recovery* yang telah dibahas sebelumnya. Pada industri pembangkit daya seperti Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang menggunakan *boiler* sebagai *steam generator*, air umpan terlebih dahulu dipanaskan terlebih dahulu (*pre – heating*) sebelum memasuki *superheater*. Proses *pre-heating* ini memanfaatkan energi panas dari gas buang yang ditangkap oleh *economizer*. Kinerja dari *economizer* dipengaruhi oleh aliran massa gas buang, koefisien perpindahan panas dari gas buang tersebut serta temperatur keluaran gas buang.

Kecepatan perpindahan panas dari gas buang yang diserap oleh oleh *economizer* ditentukan oleh konfigurasi dari *tube – tube economizer* dan luas kontak area perpindahan panas, semakin luas area kontak perpindahan panas, semakin cepat pula perpindahan panas yang terjadi. Umumnya *economizer* yang digunakan tidak lain adalah jenis *compact heat exchanger*. Penukar kalor jenis ini banyak dimanfaatkan pada penukar kalor dari gas ke gas atau gas ke liquid. Disebut *compact* karena penukar kalor jenis ini memiliki rasio luas permukaan perpindahan panas dan volumenya yang besar jika dibandingkan dengan penukar kalor jenis lain yakni sekitar $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$.



Gambar 2.8. Penukar kalor jenis *compact* yang digunakan pada bidang *marine* (SAACKE, 2017)

2.9 Head loss

Untuk mensirkulasikan *thermal oil*, maka diperlukan peralatan lain yaitu pompa sistem perpipaan. Kinerja pompa tidak hanya ditinjau dari segi kapasitas saja, melainkan *head* pompa. Untuk menentukan besarnya *head* pompa yang diperlukan, terlebih dahulu dihitung *head loss* sistem. *Head loss* terdiri dari *head statis*, *head velocity*, dan *head pressure* yang dinyatakan oleh persamaan berikut :

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + h_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + h_2 \quad (18)$$

selain *head statis*, *head velocity*, dan *head pressure*, kinerja pompa juga dipengaruhi rugi – rugi akibat gesekan saat fluida mengalir dalam suatu pipa. Rugi mayor dan rugi minor dihitung dengan persamaan berikut :

➤ Rugi mayor

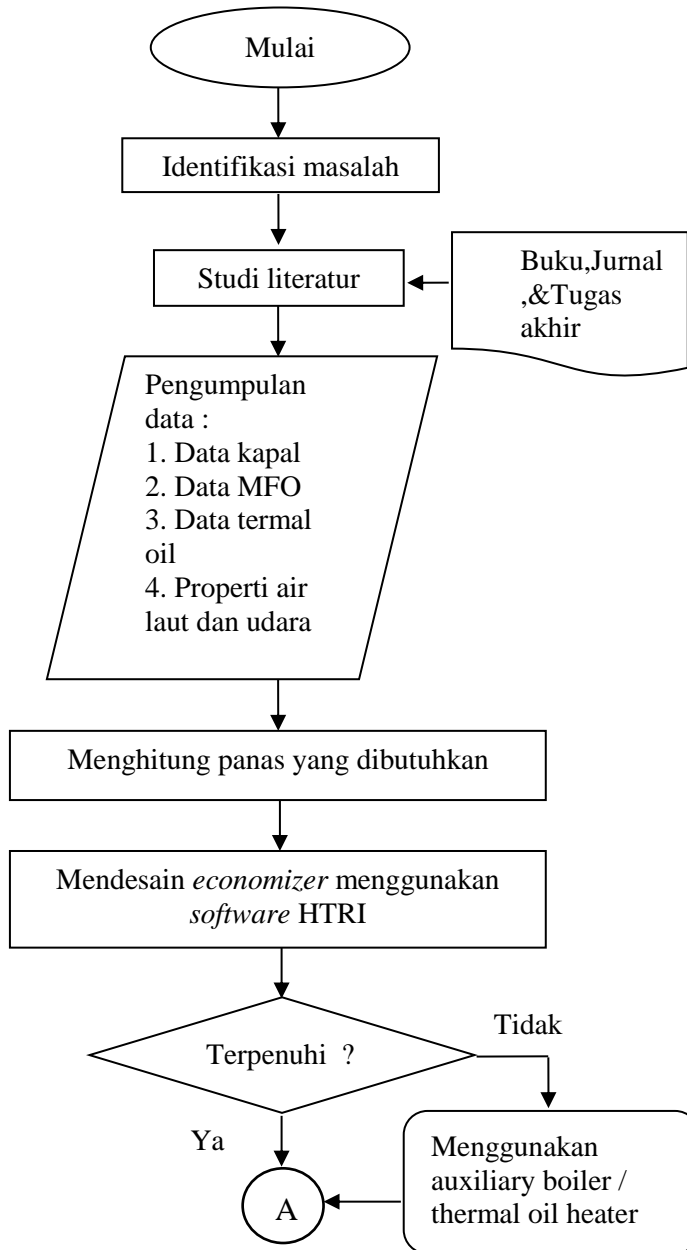
$$h = f (L/D) V^2 / 2g \quad (19)$$

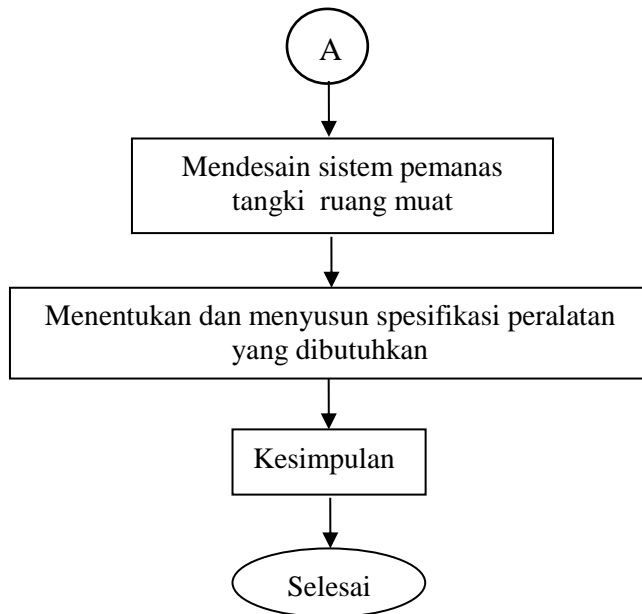
➤ rugi minor

$$h = K (V^2 / 2g) \quad (20)$$

BAB III METODOLOGI

Dalam pengerjaan tugas akhir ini, digunakan metodologi yang terdiri dari tahapan – tahapan sebagai berikut :





Gambar 3. 1. *Flow chart* alur penelitian

3.1 Identifikasi Masalah

Tahap ini merupakan kegiatan menemukan permasalahan, langkah ini merupakan awal dari penelitian, dari permasalahan yang ada nantinya akan timbul ide – ide untuk pemecahan masalah tersebut yaitu melalui penelitian ini apakah pemanfaatan energi panas yang terbuang pada gas buang mesin induk kapal dapat digunakan dapat digunakan energi alternatif lain sebagai pemanas pada ruang muat kapal tanker.

3.2 Studi Literatur

Kegiatan ini dilakukan untuk mengumpulkan teori – teori yang sudah ada berkaitan dengan kegiatan penelitian ini. Literatur – literatur yang digunakan dapat berupa buku, jurnal ataupun tugas akhir sebelumnya yang berkaitan dengan kajian ini.

3.3 Pengumpulan Data

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data – data yang digunakan perhitungan pada tahap selanjutnya. Data – data yang diperlukan antara lain data kapal, data MFO 380, data thermal oil yang berupa properti – properti thermal oil tersebut, properti air laut dan udara.

3.4 Menghitung Panas yang Dibutuhkan

Hal yang pertama dilakukan adalah menghitung panas yang dibutuhkan. Panas yang dibutuhkan meliputi *heat loss* dan panas sensibel yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur muatan.

3.5 Desain Economizer

Tahap ini dilakukan desain *economizer*. Dari proses ini akan didapatkan dimensi atau ukuran *economizer* tersebut. Namun, pada desain ini terbatas pada *space* yang tersedia pada kamar mesin. Jika panas yang dihasilkan oleh *economizer* kurang dari kebutuhan panas, maka pada desain ini akan digunakan *Aux. boiler*.

3.5 Desain Sistem Pemanas Tangki Ruang Muat

Setelah mendesain *economizer*, tahap selanjutnya adalah mendesain sistem pemanas pada tangki ruang muat menggunakan *coil* pemanas yang diletakkan pada dasar tangki. Setiap tangki memiliki beban panas yang berbeda – beda sehingga luasan *coil* yang diperlukan pada tiap – tiap tangki tentu berbeda pula.

3.6 Menentukan dan Menyusun Spesifikasi Peralatan yang Dibutuhkan

Setelah melakukan beberapa perhitungan akan didapatkan spesifikasi *economizer* dan sistem pemanas baik ukuran maupun jenis bahan yang digunakan. Selain itu, akan ditentukan spesifikasi peralatan penunjang lainnya seperti pompa sirkulasi *thermal oil*.

3.6 Kesimpulan

Kesimpulan berisi hasil desain dari panas yang dibutuhkan, data spesifikasi *economizer* yang telah didesain, desain pemanas *cargo tank* dan spesifikasi peralatan yang dibutuhkan seperti pompa sirkulasi *thermal oil* dan *auxiliary boiler* (jika dibutuhkan)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data kapal

LOA	: 100,94 m
LPP	: 98 m
B	: 15,6 m
T	: 6,124 m
H	: 7,9 m
Vs	: 14 knot

4.2 Data mesin induk

Merk	: Wastsila
Type	: 6L32
Daya	: 3000 kW
Aliran massa gas buang	: 5,05 kg/s, 85% load
Temperatur gas buang	: 330 °C

4.3 Data MFO 380

Massa jenis	: 991 kg/m ³
Viskositas kinematik	: 380 cst °C
<i>Flash point</i>	: 60 °C
<i>Pour point</i>	: 30 °C
Panas spesifik	: 2013,89 J/kg. °C

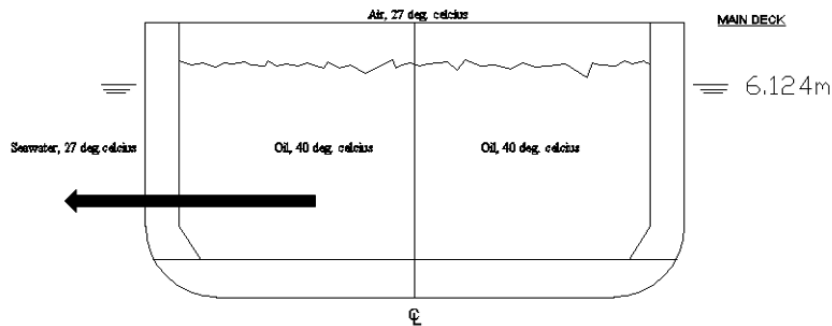
4.4 Data *thermal oil*

Type	: Theminol 55
Temperatur optimum kerja	: -25 °C – 290 °C
Titik didih	: 340 °C

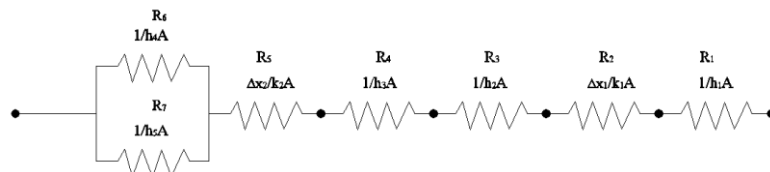
4.5 Heat loss (Ql)

4.5.1 Heat loss dari dinding samping

Panas dari muatan akan mengalir melawati dinding samping kapal seperti pada gambar diatas. Mula – mula panas dari muatan akan mengalir menuju permukaan pelat dalam secara konveksi alami, kemudian panas diteruskan melewati dinding pelat dalam yang memiliki ketebalan 10 mm secara konduksi. Setelah melewati dinding dalam, panas akan diteruskan secara konveksi alami ke udara diantara *double hull*. Dari udara diantara *double hull* panas diteruskan menuju permukaan pelat lambung secara konveksi alami dan konduksi melewati lambung kapal dengan ketebalan 10 mm. Setelah melewati dinding lambung kapal, panas diteruskan ke air laut dengan mekanisme konveksi paksa.



Gambar 4. 1 Heat loss dari dinding samping



Gambar 4. 2 Analogi tahanan termal pada dinding samping kapal

Berikut contoh perhitungan heat loss dari dinding samping pada tangki ruang muat nomor 4 :

untuk R1,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g, percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
T _w , suhu dinding	= 27 °C, 313 K
T _∞ , suhu muatan	= 40 °C, 300 K
β, koefisien ekspansi volumetrik	= 0,000606 1/K
x, tinggi dinding	= 6,1 m
ν, viskositas kinematik	= 0,0015 m ² /s

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,000606 \times (313 - 300) \times 6,1^3}{0,0015^2}$$

$$= 7796361,55$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

μ, viskositas dinamik	= 1,4677 kg/m.s
c _p , panas spesifik	= 2013,9 kJ/kg.K
k, konduktivitas termal	= 0,1259 W/m.°C

$$\begin{aligned}\text{Pr} &= \frac{2013,89 \times 1,4677}{0,1259} \\ &= 2,348 \times 10^4\end{aligned}$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned}\text{Ra} &= \text{Gr Pr} \\ &= 7796361,55 \times 2,348 \times 10^4 \\ &= 1,8303 \times 10^{11}\end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \text{ Ra}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\text{Ra, Rayleigh number} &= 1,8303 \times 10^{11} \\ \text{Pr, Prandtl number} &= 2,348 \times 10^4\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Nu}^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 \times (1,8303 \times 10^{11})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{2,348 \times 10^4}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\ \text{Nu} &= 897,937\end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{Nu} = \frac{h \times x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\text{Nu, Nusselt number} &= 897,937 \\ x, \text{tinggi pelat} &= 6,1 \text{ m} \\ k, \text{konduktivitas termal} &= 0,12591\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h1 &= \frac{897,937 \times 0,1259}{6,1} \\ &= 18,534 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

- Menghitung R1

$$\text{R1} = \frac{1}{h1 A}$$

dimana,

$$\begin{aligned}h1, \text{koefisien perpindahan panas} &= 18,534 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ A, \text{luas permukaan perpindahan panas} &= 97,1157 \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$R1 = \frac{1}{18,534 \times 97,1157} \\ = 5,56 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Untuk R2 dan R5,

$$R2,5 = \frac{\Delta x}{k A}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \Delta x, \text{ tebal pelat} &= 10 \text{ mm}, 0,01 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 61 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \\ A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} &= 97,1157 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$R2,5 = \frac{0,01}{61 \times 97,1157} \\ = 1,69 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Untuk R3,

➤ Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$\begin{aligned} g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ T_w, \text{ suhu dinding} &= 40 \text{ } ^\circ\text{C}, 313 \text{ K} \\ T_\infty, \text{ suhu udara dalam doublehull} &= 27 \text{ } ^\circ\text{C}, 300 \text{ K} \\ \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 1/((313+300)/2) \\ &= 0,003262 \\ x, \text{ tinggi dinding} &= 6,1 \text{ m} \\ \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 0,0000163 \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,00326 \times (313 - 300) \times 6,1^3}{0,0000163^2} \\ = 3,5546 \times 10^{11}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 0,000018745 \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 1005,7 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624 \text{ W/m.} ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$Pr = \frac{1005,7 \times 0,000018745}{0,02624} \\ = 0,72$$

➤ Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned}
 Ra &= Gr Pr \\
 &= 3,5546 \times 10^{11} \times 0,72 \\
 &= 2,5538 \times 10^{11}
 \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 Ra, \text{ Rayleigh number} &= 2,5538 \times 10^{11} \\
 Pr, \text{ Prandtl number} &= 0,72
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Nu^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 \times (2,5538 \times 10^{11})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,72}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\
 Nu &= 712,279
 \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 Nu, \text{ Nusselt number} &= 712,279 \\
 x, \text{ tinggi pelat} &= 6,1 \text{ m} \\
 k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \frac{712,279 \times 0,02624}{6,1} \\
 &= 3,063 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

- Menghitung R3

$$R3 = \frac{1}{h_2 A}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 h_2, \text{ koefisien perpindahan panas} &= 3,063 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} &= 97,1157 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R3 &= \frac{1}{3,063 \times 97,1157} \\
 &= 3,36 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}
 \end{aligned}$$

Untuk R4

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$g, \text{ percepatan gravitasi} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$T_w, \text{ suhu dinding} = 27^\circ\text{C}, 300\text{ K}$$

T_{∞} , suhu udara dalam doublehull = 40 °C, 313K

$$\beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} = 1/((313+300)/2) = 0,003262$$

x, tinggi dinding = 6,1 m

ν , viskositas kinematik = $0,0000163 \text{ m}^2/\text{s}$

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \times 0,00326 \times (313 - 300) \times 6,1^3}{0,0000163^2}$$

$$= 3,5546 \times 10^{11}$$

- Menghitung Prandtl number

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\mu, \text{ viskositas dinamik} = 0,000018745 \text{ kg/m.s}$$

$$c_p, \text{ panas spesifik} = 1005,7 \text{ kJ/kg.K}$$

k, konduktivitas termal = 0,02624 W/m.°C

$$\text{Pr} = \frac{1005,7 \times 0,000018745}{0,02624}$$
$$= 0,72$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} \text{Ra} &= \text{Gr Pr} \\ &= 3,5546 \times 10^{11} \times 0,72 \\ &= 2,5538 \times 10^{11} \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \text{ Ra}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

Ra, Rayleigh number = $2,5538 \times 10^{11}$

Pr, Prandtl number = 0,72

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \times (2,5538 \times 10^{11})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,72}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

$$\text{Nu} = 712,279$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\text{Nu, Nussetl number} &= 712,279 \\ x, \text{tinggi pelat} &= 6,1 \text{ m} \\ k, \text{konduktivitas termal} &= 0,02624\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_3 &= \frac{712,279 \times 0,02624}{6,1} \\ &= 3,063 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

➤ Menghitung R4

$$R_4 = \frac{1}{h_3 A}$$

dimana,

$$\begin{aligned}h_3, \text{koefisien perpindahan panas} &= 3,063 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ A, \text{luas permukaan perpindahan panas} &= 97,1157 \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R_4 &= \frac{1}{1,2031 \times 97,1157} \\ &= 3,36 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}\end{aligned}$$

untuk R6,

➤ Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{x u_\infty}{\nu}$$

dimana,

$$\begin{aligned}x, \text{panjang pelat} &= 13,3 \text{ m} \\ u_\infty, \text{kecepatan aliran bebas} &= 7,20216 \text{ m/s} \\ \nu, \text{viskositas kinematik} &= 7,8665 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Re &= \frac{13,3 \times 7,20216}{7,8665 \times 10^{-7}} \\ &= 1,22 \times 10^8\end{aligned}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\mu, \text{viskositas dinamik} &= 0,000801 \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{panas spesifik} &= 4018,632 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{konduktivitas termal} &= 0,6135 \text{ W/m.}^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Pr &= \frac{4018,632 \times 0,000801}{0,6135} \\ &= 5,2478\end{aligned}$$

➤ Menghitung Stanton number

$$St Pr^{2/3} = 0,185 (\log Re)^{-2,584}$$

dimana,

$$Pr, \text{ Prandtl number} = 5,2478$$

$$Re, \text{ Reynold number} = 1,22 \times 10^8$$

$$St 5,2478^{2/3} = 0,185 (\log 1,22 \times 10^8)^{-2,584}$$

$$St = 2,76 \times 10^{-4}$$

➤ Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$St = \frac{h}{\rho u c_p}$$

dimana,

$$St, \text{ Stanton number} = 2,76 \times 10^{-4}$$

$$\rho, \text{ massa jenis} = 1018,446 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p, \text{ panas spesifik} = 4018,632 \text{ kJ/kg.K}$$

$$u, \text{ kecepatan aliran bebas} = 7,2016 \text{ m/s}$$

$$2,76 \times 10^{-4} = \frac{h4}{1018,446 \times 7,2016 \times 4018,632}$$

$$h4 = 8149,7217 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

➤ Menghitung R6

$$R6 = \frac{1}{h4 A}$$

dimana,

$$h4, \text{ koefisien perpindahan panas} = 8149,7217 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} = 97,1157 \text{ m}^2$$

$$R6 = \frac{1}{8149,7217 \times 97,1157}$$

$$= 1,26348 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

untuk R7,

➤ Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{x u_\infty}{v}$$

dimana,

$$x, \text{ panjang pelat} = 13,3 \text{ m}$$

$$u_\infty, \text{ kecepatan aliran bebas} = 7,2016 \text{ m/s}$$

$$v, \text{ viskositas kinematik} = 1,63 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{13,3 \times 7,20216}{1,63 \times 10^{-5}} \\ &= 5,88 \times 10^6 \end{aligned}$$

- Menghitung Prandtl number

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 1,87 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 1005,7 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624 \text{ W/m.}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pr} &= \frac{1005,7 \times 1,87 \times 10^{-5}}{0,02624} \\ &= 0,72 \end{aligned}$$

- Menghitung Stanton number

$$\text{St Pr}^{2/3} = 0,185 (\log \text{Re})^{-2,584}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \text{Pr, Prandtl number} &= 0,72 \\ \text{Re, Reynold number} &= 5,88 \times 10^6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{St } 0,72^{2/3} &= 0,185 (\log 5,88 \times 10^6)^{-2,584} \\ \text{St} &= 1,63 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{St} = \frac{h}{\rho u c_p}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \text{St, Stanton number} &= 1,63 \times 10^{-3} \\ \rho, \text{ massa jenis} &= 1,15 \text{ kg/m}^3 \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 1005,7 \text{ kJ/kg.K} \\ u, \text{ kecepatan aliran bebas} &= 7,2016 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 1,63 \times 10^{-3} &= \frac{h}{1,15 \times 7,2016 \times 1005,7} \\ h &= 13,6093 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Menghitung R7

$$R_7 = \frac{1}{h_5 A}$$

dimana,

$$h_6, \text{ koefisien perpindahan panas} = 13,72285 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} = 13,6944 \text{ m}^2$$

$$R_7 = \frac{1}{13,6093 \times 13,6944} \\ = 5,366 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung $R_{6,7}$ (pararel)

$$R_{6,7} = \frac{R_6 R_7}{R_6 + R_7}$$

dimana,

$$R_7 = 5,366 \times 10^{-3} \text{ W/m}$$

$$R_6 = 1,26348 \times 10^{-6} \text{ W/m}$$

$$R_{6,7} = \frac{5,336 \times 10^{-3} \times 1,26348 \times 10^{-6}}{5,336 \times 10^{-3} + 1,26348 \times 10^{-6}} \\ = 1,26 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

sehingga, tahanan termal menyeluruh adalah :

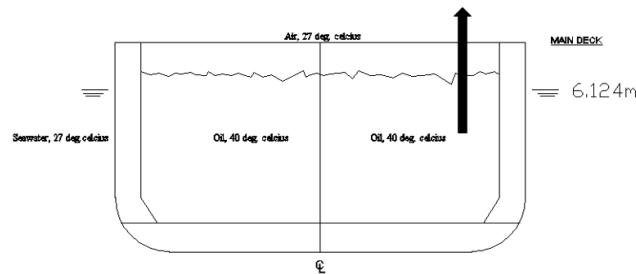
$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_{6,7} \\ R_t = 5,56 \times 10^{-4} + 1,69 \times 10^{-6} + 3,36 \times 10^{-3} + 3,36 \times 10^{-3} + 1,69 \times 10^{-6} + 1,26 \times 10^{-6} \\ R_t = 7,28 \times 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

sehingga *heat loss* dari dinding samping adalah :

$$q = \frac{\Delta T_{\text{menyeluruh}}}{\Sigma R_{th}} \\ q = \frac{40 - 27}{7,28 \times 10^{-3}} \\ = 1,7853 \times 10^3 \text{ Watt}$$

4.5.2 Heat loss dari maindeck

Panas juga mengalir atau hilang ke maindeck. Panas dari muatan akan dikonveksikan menuju udara dibawah pelat maindeck secara alami, kemudian diteruskan ke permukaan bawah pelat. Setelah dikonveksikan secara alami menuju pelat, panas diteruskan secara konduksi melewati pelat dengan ketebalan 8 mm dan kemudian dikonveksikan secara paksa menuju udara diatas pelat *maindeck*.



Gambar 4. 3 Heat loss dari maindeck



Gambar 4. 4 Analogi tahanan termal pada maindeck

berikut contoh perhitungan heat loss pada maindeck untuk tangki muat nomor 4 :

untuk h_1 ,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g , percepatan gravitasi	$= 9,81 \text{ m/s}^2$
T_w , suhu muatan	$= 40 \text{ }^\circ\text{C}, 313 \text{ K}$
T_∞ , suhu udara	$= 27 \text{ }^\circ\text{C}, 300 \text{ K}$
β , koefisien ekspansi volumetrik	$= 0,000606 \text{ 1/K}$
x , luas permukaan/keliling	$= 179,95/53,527 = 3,362 \text{ m}$
ν , viskositas kinematik	$= 0,0015 \text{ m}^2/\text{s}$

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,000606 \times (313 - 300) \times 3,362^3}{0,0015^2}$$

$$= 1305086,5$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

μ , viskositas dinamik	$= 1,4677 \text{ kg/m.s}$
c_p , panas spesifik	$= 2013,9 \text{ kJ/kg.K}$
k , konduktivitas termal	$= 0,1259 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$

$$Pr = \frac{2013,89 \times 1,4677}{0,1259}$$

$$= 2,348 \times 10^4$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} Ra &= Gr Pr \\ &= 1305086,5 \times 2,348 \times 10^4 \\ &= 3,064 \times 10^{10} \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Ra, \text{ Rayleigh number} &= 3,064 \times 10^{10} \\ Pr, \text{ Prandtl number} &= 2,348 \times 10^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 \times (3,064 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{2,348 \times 10^4}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\ Nu &= 504,376 \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Nu, \text{ Nusselt number} &= 504,376 \\ x, \text{ luas permukaan/keliling} &= 3,362 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,12591 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{504,376 \times 0,1259}{3,362} \\ &= 18,890 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

untuk h2,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$\begin{aligned} g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ T_w, \text{ suhu pelat} &= 27 \text{ } ^\circ\text{C}, 300 \text{ K} \\ T_\infty, \text{ suhu udara} &= 40 \text{ } ^\circ\text{C}, 313 \text{ K} \\ \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 1/((313+300)/2) \\ &= 0,003262 \\ x, \text{ luas permukaan/keliling} &= 3,362 \text{ m} \\ \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 1,63 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9,81 \times 0,00326 \times (313 - 300) \times 3,362^3}{(1,63 \times 10^{-5})^2} \\ &= 5,95 \times 10^{10} \end{aligned}$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\mu, \text{ viskositas dinamik} = 1,87 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

$$c_p, \text{ panas spesifik} = 1005,7 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 0,02624 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{1005,7 \times 1,87 \times 10^{-5}}{0,02624} \\ &= 0,72 \end{aligned}$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} Ra &= Gr Pr \\ &= 5,95 \times 10^{10} \times 0,72 \\ &= 4,275 \times 10^{10} \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$Ra, \text{ Rayleigh number} = 4,275 \times 10^{10}$$

$$Pr, \text{ Prandtl number} = 0,72$$

$$\begin{aligned} Nu^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 \times (4,275 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,72}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\ Nu &= 410,021 \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$Nu, \text{ Nusselt number} = 410,021$$

$$x, \text{ luas permukaan/keliling} = 3,362 \text{ m}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 0,02624$$

$$h_2 = \frac{410,021 \times 0,02624}{3,362} \\ = 3,130 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

untuk $\Delta x / k$,

Δx , tebal pelat maindeck = 0,008 m

k , konduktivitas termal = 61 W/m $^\circ\text{C}$

sehingga,

$$\frac{\Delta x}{k} = 0,0001311 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

untuk h_3 ,

➤ Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{x u_\infty}{\nu}$$

dimana,

x , panjang pelat = 13,3 m

u_∞ , kecepatan aliran bebas = 7,2016 m/s

ν , viskositas kinematik = $1,63 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{13,3 \times 7,2016}{1,63 \times 10^{-5}} \\ = 5,88 \times 10^6$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

μ , viskositas dinamik = $1,87 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

c_p , panas spesifik = 1005,7 kJ/kg.K

k , konduktivitas termal = 0,02624 W/m. $^\circ\text{C}$

$$Pr = \frac{1005,7 \times 1,87 \times 10^{-5}}{0,02624} \\ = 0,72$$

➤ Menghitung Stanton number

$$St Pr^{2/3} = 0,185 (\log Re)^{-2,584}$$

dimana,

Pr , Prandtl number = 0,72

Re , Reynold number = $5,88 \times 10^6$

$$\text{St } 0,72^{2/3} = 0,185 (\log 5,88 \times 10^6)^{-2,584}$$

$$\text{St} = 1,63 \times 10^{-3}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{St} = \frac{h}{\rho u c_p}$$

dimana,

St, Stanton number	$= 1,63 \times 10^{-3}$
ρ , massa jenis	$= 1,15 \text{ kg/m}^3$
c_p , panas spesifik	$= 1005,7 \text{ kJ/kg.K}$
u , kecepatan aliran bebas	$= 7,2016 \text{ m/s}$

$$1,63 \times 10^{-3} = \frac{h_3}{1,15 \times 7,2016 \times 1005,7}$$

$$h_3 = 13,609 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Menghitung koefisien perpindahan menyeluruh

$$U = \frac{1}{1/h_1 + 1/h_2 + 1/h_3 + \Delta x/k}$$

dimana,

h_1	$= 18,890 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h_2	$= 3,130 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
h_3	$= 13,609 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
$\Delta x/k$	$= 0,0001311 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$

$$U = \frac{1}{1/18,890 + 1/3,130 + 1/13,609 + 0,0001311}$$

$$= 2,242$$

- Menghitung q

$$q = U A \Delta T$$

dimana

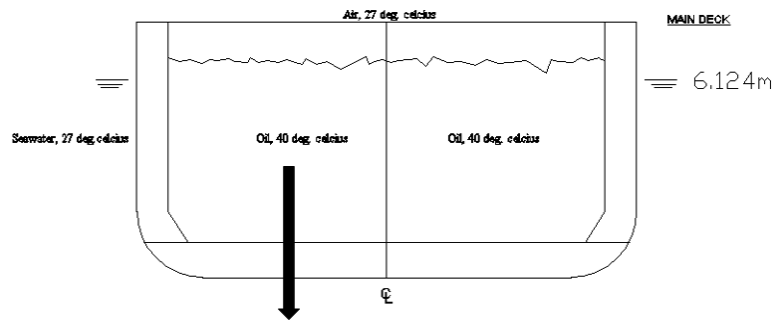
U	$= 2,242 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
A	$= 179,95 \text{ m}^2$
ΔT	$= 13 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$q = 2,242 \times 179,95 \times 13$$

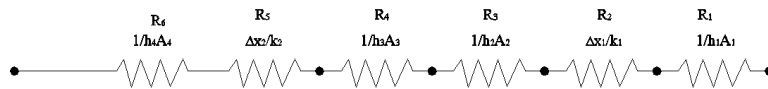
$$= 5,24 \times 10^3 \text{ Watt}$$

4.5.3 Heat loss dari bottom

Selain pada dinding samping dan maindeck, panas juga mengalir melewati bottom kapal menuju ke air laut. Mekanisme aliran panas yang hilang sama dengan mekanisme aliran panas pada dinding samping dibawah garis air.



Gambar 4. 5 Heat loss dari bottom



Gambar 4. 6 Analogi tahanan termal dari bottom

Berikut contoh perhitungan heat loss pada bottom kapal untuk tangki nomor 4.

untuk h1,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g, percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
T _w , suhu pelat	= 27 °C, 300 K
T _∞ , suhu muatan	= 40 °C, 303 K
β, koefisien ekspansi volumetrik	= 0,000606
x, luas permukaan/keliling = 173,526/52,202	= 3,3241
ν, viskositas kinematik	= 0,0015 m ² /s

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,000606 \times (303 - 300) \times 3,3241^3}{0,0015^2}$$

$$= 1261637,8$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

μ, viskositas dinamik	= 1,4677 kg/m.s
c _p , panas spesifik	= 2013,9 kJ/kg.K
k, konduktivitas termal	= 0,1259 W/m.°C

$$\begin{aligned}\text{Pr} &= \frac{2013,89 \times 1,4677}{0,1259} \\ &= 2,348 \times 10^4\end{aligned}$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned}\text{Ra} &= \text{Gr Pr} \\ &= 1261637,8 \times 2,348 \times 10^4 \\ &= 2,962 \times 10^{10}\end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \text{ Ra}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\text{Ra, Rayleigh number} = 2,962 \times 10^{10}$$

$$\text{Pr, Prandtl number} = 2,348 \times 10^4$$

$$\begin{aligned}\text{Nu}^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 \times (2,962 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{2,348 \times 10^4}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\ \text{Nu} &= 498,923\end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{Nu} = \frac{h \times x}{k}$$

dimana,

$$\text{Nu, Nusselt number} = 498,923$$

$$x, \text{ luas permukaan/keliling} = 3,3241 \text{ m}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 0,12591$$

$$\begin{aligned}h_1 &= \frac{498,923 \times 0,1259}{3,3241} \\ &= 18,898 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

untuk $\Delta x_1/k$,

$$\Delta x_1, \text{ tebal pelat dasar tangki} = 0,01 \text{ m}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 61 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

sehingga,

$$\frac{\Delta x}{k} = 0,000163934 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

untuk h_2 ,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$\begin{aligned} g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ T_w, \text{ suhu pelat} &= 40 \text{ }^\circ\text{C}, 313 \text{ K} \\ T_\infty, \text{ suhu udara} &= 27 \text{ }^\circ\text{C}, 300 \text{ K} \\ \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 1/((313+300)/2) \\ &= 0,003262 \\ x, \text{ luas permukaan/keliling} &= 3,3241 \\ \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 1,63 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9,81 \times 0,00326 \times (313 - 300) \times 3,3241^3}{(1,63 \times 10^{-5})^2} \\ &= 5,752 \times 10^{10} \end{aligned}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 1,875 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 1005,7 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624 \text{ W/m.}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{1005,7 \times 1,875 \times 10^{-5}}{0,02624} \\ &= 0,72 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} Ra &= Gr Pr \\ &= 5,752 \times 10^{10} \times 0,72 \\ &= 4,133 \times 10^{10} \end{aligned}$$

➤ Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}}^{8/27}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Ra, \text{ Rayleigh number} &= 4,133 \times 10^{10} \\ Pr, \text{ Prandtl number} &= 0,72 \end{aligned}$$

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \times (4,133 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,72}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

$$Nu = 396,705$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Nu, \text{ Nusselt number} &= 396,705 \\ x, \text{ luas permukaan/keliling} &= 3,3241 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624 \end{aligned}$$

$$h_2 = \frac{396,705 \times 0,02624}{3,3241}$$

$$= 3,131 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

untuk h_3 ,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$\begin{aligned} g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ T_w, \text{ suhu pelat} &= 27 \text{ } ^\circ\text{C}, 300 \text{ K} \\ T_\infty, \text{ suhu udara} &= 40 \text{ } ^\circ\text{C}, 313 \text{ K} \\ \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 1/((313+300)/2) \\ &= 0,003262 \\ x, \text{ luas permukaan/keliling} &= 3,3241 \\ \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 1,63 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,00326 \times (313 - 300) \times 3,3241^3}{(1,63 \times 10^{-5})^2}$$

$$= 5,572 \times 10^{10}$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 1,875 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 1005,7 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02646 \text{ W/m.} ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{Pr} = \frac{1005,7 \times 1,875 \times 10^{10}}{0,02646}$$

$$= 0,72$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr}$$

$$= 5,572 \times 10^{10} \times 0,72$$

$$= 4,133 \times 10^{10}$$

- Menghitung Nusselt number

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \text{ Ra}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\text{Ra, Rayleigh number} = 4,133 \times 10^{10}$$

$$\text{Pr, Prandtl number} = 0,72$$

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \times (4,133 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,72}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

$$\text{Nu} = 396,705$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{Nu} = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$\text{Nu, Nusselt number} = 396,705$$

$$x, \text{ luas permukaan/keliling} = 3,3241 \text{ m}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 0,02624$$

$$h = \frac{396,705 \times 0,02624}{3,3241}$$

$$= 3,131 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

untuk $\Delta x^2/k$,

$$\Delta x^2, \text{ tebal pelat bottom} = 0,014 \text{ m}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 61 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

sehingga,

$$\frac{\Delta x}{k} = 0,0002295 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

untuk h^4 ,

➤ Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{x u_{\infty}}{\nu}$$

dimana,

$$\begin{aligned} x, \text{ panjang pelat} &= 13,3 \text{ m} \\ u_{\infty}, \text{ kecepatan aliran bebas} &= 7,2016 \text{ m/s} \\ \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 7,867 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Re &= \frac{13,3 \times 7,2016}{7,867 \times 10^{-7}} \\ &= 1,218 \times 10^8 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 0,000801161 \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 4018,632 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,6135 \text{ W/m.}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{4018,632 \times 0,000801161}{0,6135} \\ &= 5,2478 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Stanton number

$$St Pr^{2/3} = 0,185 (\log Re)^{-2,584}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Pr, \text{ Prandtl number} &= 5,2478 \\ Re, \text{ Reynold number} &= 1,218 \times 10^8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} St 5,2478^{2/3} &= 0,185 (\log 1,218 \times 10^8)^{-2,584} \\ St &= 2,765 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

➤ Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$St = \frac{h}{\rho u c_p}$$

dimana,

$$\begin{aligned} St, \text{ Stanton number} &= 2,765 \times 10^{-4} \\ \rho, \text{ massa jenis} &= 1018,446 \text{ kg/m}^3 \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 4018,632 \text{ kJ/kg.K} \\ u, \text{ kecepatan aliran bebas} &= 7,2016 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$2,765 \times 10^{-4} = \frac{h_4}{1018,446 \times 7,2016 \times 4018,632}$$

$$h_4 = 8149,7217 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Menghitung koefisien perpindahan menyeluruh

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_3} + \frac{1}{h_4} + \frac{\Delta x_1}{k} + \frac{\Delta x_2}{k}}$$

dimana,

$$h_1 = 18,898 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 3,131 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 3,131 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 8149,7217 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta x_1/k = 0,0001311 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$\Delta x_2/k = 0,0002295 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{18,898} + \frac{1}{3,131} + \frac{1}{3,131} + \frac{1}{8149,7217} + 0,0001311 + 0,0002295}$$

$$= 1,444 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Menghitung q

$$q = U A \Delta T$$

dimana

$$U = 1,444 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = 173,526 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q = 1,444 \times 173,526 \times 13$$

$$= 3,26 \times 10^3 \text{ Watt}$$

dengan cara yang sama, maka didapatkan total heat loss pada tiap – cargo tank sebagai berikut :

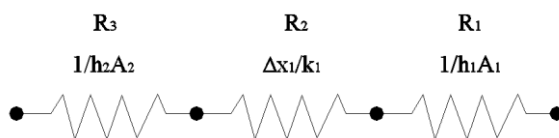
Tabel 4. 1 Tabulasi Heat Loss Tiap – tiap *Carg Tank*

Data	C.O.T				
	1	2	3	4	5
Heat loss dari dinding samping (watt)	3748,54	3944,13	3621,04	3570,67	4088,58
Heat loss dari bottom (watt)	684,87	2310,91	3217,20	3259,41	3182,79
Heat loss dari maindeck (watt)	3045,95	5117,44	5237,72	5244,82	5662,09

Total (Watt)	7479,36	11372,48	12075,96	12074,91	12933,46
-----------------	---------	----------	----------	----------	----------

4.5.4 Heat loss dari sekat tanki *slop tank*

Selain melewati dinding samping, *bottom*, dan *maindeck*, panas juga dapat hilang melewati sekat ruang muat yang terletak didepan *slop tank*, diasumsikan pada kondisi bermuatan, *slop tank* dalam kondisi kosong sehingga hanya terdapat udara yang diasumsikan suhu udara didalam *slop tank* sama dengan udara luar yakni 27°C. Panas dari muatan akan diteruskan ke sekat *slop tank* secara konveksi alami kemudian diteruskan secara konduksi melalui pelat *slop tank* dengan ketebalan 10 mm dan kemudian diteruskan ke ruangan dalam tanki secara konveksi alami. Berikut langkah perhitungan heat loss pada sekat *slope tank*.



Gambar 4. 7 Analogi tahanan termal pada dinding *slop tank*

untuk h_1 ,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g , percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
T_w , suhu pelat	= 27 °C, 300 K
T_{∞} , suhu muatan	= 40 °C, 3013 K
β , koefisien ekspansi volumetrik	= 0,000606
x , tingi dinding	= 6,1
ν , viskositas kinematik	= 0,0015 m ² /s

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,000606 \times (313 - 300) \times 6,1^3}{0,0015^2}$$

$$= 7,796 \times 10^6$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

μ , viskositas dinamik	= 1,4677 kg/m.s
c_p , panas spesifik	= 2013,9 kJ/kg.K
k , konduktivitas termal	= 0,1259 W/m.°C

$$\begin{aligned}\text{Pr} &= \frac{2013,89 \times 1,4677}{0,1259} \\ &= 2,348 \times 10^4\end{aligned}$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned}\text{Ra} &= \text{Gr Pr} \\ &= 7,769 \times 10^6 \times 2,348 \times 10^4 \\ &= 1,83 \times 10^{11}\end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$\text{Nu}^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \text{ Ra}^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\text{Ra, Rayleigh number} &= 1,83 \times 10^{11} \\ \text{Pr, Prandtl number} &= 2,348 \times 10^4\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Nu}^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 \times (1,83 \times 10^{11})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{2,348 \times 10^4}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\ \text{Nu} &= 897,938\end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$\text{Nu} = \frac{h \times}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned}\text{Nu, Nusselt number} &= 897,938 \\ x, \text{ tinggi dinding} &= 6,1 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,12591\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_1 &= \frac{897,938 \times 0,1259}{6,1} \\ &= 18,534 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

untuk $\Delta x_1/k$,

$$\begin{aligned}\Delta x_1, \text{ tebal pelat dasar tangki} &= 0,01 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 61 \text{ W/m } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

sehingga,

$$\frac{\Delta x}{k} = 0,000164 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

untuk h_2 ,

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$\begin{aligned} g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ T_w, \text{ suhu pelat} &= 40 \text{ }^\circ\text{C}, 313 \text{ K} \\ T_\infty, \text{ suhu udara} &= 27 \text{ }^\circ\text{C}, 300 \text{ K} \\ \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 1/((313+300)/2) \\ &= 0,003262 \\ x, \text{ tinggi dinding} &= 6,1 \text{ m} \\ \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 1,63 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Gr &= \frac{9,81 \times 0,00326 \times (313 - 300) \times 6,1^3}{(1,63 \times 10^{-5})^2} \\ &= 3,55 \times 10^{11} \end{aligned}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 1,875 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s} \\ c_p, \text{ panas spesifik} &= 1005,7 \text{ kJ/kg.K} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624 \text{ W/m.}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{1005,7 \times 1,875 \times 10^{-5}}{0,02624} \\ &= 0,72 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} Ra &= Gr Pr \\ &= 3,55 \times 10^{11} \times 0,72 \\ &= 2,55 \times 10^{11} \end{aligned}$$

➤ Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Ra, \text{ Rayleigh number} &= 2,55 \times 10^{11} \\ Pr, \text{ Prandtl number} &= 0,72 \end{aligned}$$

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 \times (2,55 \times 10^{11})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,72}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

$$Nu = 712,28$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h \times x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Nu, \text{ Nussetl number} &= 712,28 \\ x, \text{ tinggi dinding} &= 6,1 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,02624 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h2 &= \frac{712,28 \times 0,02624}{6,1} \\ &= 3,063 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan menyeluruh

$$U = \frac{1}{1/h1 + 1/h2 + \Delta x1/k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} h1 &= 18,534 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ h2 &= 3,063 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Delta x1/k &= 0,000164 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{1/18,534 + 1/3,063 + 0,000164} \\ &= 2,628 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Menghitung q

$$q = U A \Delta T$$

dimana

$$\begin{aligned} U &= 2,628 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \\ A &= 68,015 \text{ m}^2 \\ \Delta T &= 13 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q &= 2,268 \times 68,015 \times 13 \\ &= 2323,82 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4.6 Kalor sensibel (Qs)

Kalor sensibel yang dibutuhkan untuk menaikkan temperatur muatan pada *cargo tank* dari 27 °C hingga 40°C dihitung dengan persamaan berikut :

$$Qs = m c_p \Delta T$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 m &= \text{massa muatan (kg)} \\
 c_p &= \text{panas spesifik muatan (J/kg.}^\circ\text{C)} \\
 \Delta t &= 40 - 17 \\
 &= 13^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Berikut contoh perhitungan kalor sensibel pada cargo tank nomor 4 :

$$Q_s = m c_p \Delta T$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 m &= 1011309,3 \text{ (kg)} \\
 c_p &= 2013,89 \text{ (J/kg.}^\circ\text{C)} \\
 \Delta t &= 40 - 17 \\
 &= 13^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_s &= 1011309,3 \times 2013,89 \times 13 \\
 &= 2,65 \times 10^{10} \text{ Joule}
 \end{aligned}$$

Kapal berlayar dari Dumai ke Jakarta dengan waktu tempuh 54 jam, target waktu pemanasan yakni 48 jam sehingga,

$$\begin{aligned}
 Q_s &= \frac{2,65 \times 10^{10} \text{ Joule}}{48 \times 3600 \text{ s}} \\
 &= 153222,06 \text{ Joule/s}
 \end{aligned}$$

berikut tabel hasil perhitungan kebutuhan kalor sensibel tiap – tiap cargo tank :

Tabel 4. 2 Kebutuhan Kalor Sensibel

C.O.T	Volume (m ³)	Densitas (kg/m ³)	Massa (kg)	Qs (Joule)	Qs (Watt)
1	427,0	982,9	419671,2	1,10E+10	63583,8
2	933,4	982,9	917418,4	2,40E+10	138996,8
3	1027,5	982,9	1009929,1	2,64E+10	153012,9
4	1028,9	982,9	1011309,3	2,65E+10	153222,1
5	1089,9	982,9	1071239,2	2,80E+10	162301,9

4.7 Total kebutuhan panas (Qt)

Setelah menghitung heat loss dan kebutuhan kalor sensibel maka dapat ditentukan kalor yang dibutuhkan :

$$Q_t = Q_s + Q_l$$

dimana,

Ql = total heat loss, 58,26 kW

Qs = kalor sensibel, 671,118 kW

sehingga,

$$\begin{aligned}
 Q_t &= Q_s + Q_l \\
 &= 58,26 + 671,118
 \end{aligned}$$

$$= 729,38 \text{ kW}$$

4.8 Desain *Economizer*

Setelah didapatkan total kebutuhan kalor yakni sebesar 729,38 kW, tahap selanjutnya adalah mendesain heat exchanger dengan kapasitas 750 kW, dengan asumsi heat loss pada sistem perpipaan tidak lebih dari 20,622 kW. Pada pengerjaan tugas akhir ini menggunakan *software* HTRI Xchanger suite v6.00 untuk mendesain *economizer*. *Economizer* yang digunakan adalah jenis *compacy heat exchanger* dengan variasi diameter *tube* 0,5 inch, 1 inch, dan 1,5 inc, dan 2 inc, variasi panjang *tube* 1 m, 1,5 m, 2 m, dan 2,5 m, dengan batas toleransi *overdesign* tidak kurang dari 0,0 % dan tidak lebih dari 10 %.

➤ Paramater input :

Tabel 4. 3 Parameter input *software*

Data	Satuan	Nilai
<i>Heat exchanger</i>		
<i>Duty</i>	MW	0,75
O.D	mm (inch)	➤ 12,7 (0,5) ➤ 25,4 (1,0) ➤ 38,1 (1,5) ➤ 50,8 (2,0)
<i>Tube length</i>	m	➤ 1,0 ➤ 1,5 ➤ 2,0 ➤ 2,5
Fluida		
Temperatur masuk gas buang	°C	300
Temperatur masuk termal oil	°C	40
Temperatur keluar termal oil	°C	290
Aliran massa gas buang	kg/s	5,05

➤ hasil running :

Temperatur masuk gas buang	°C	300
Temperatur masuk termal oil	°C	40
Temperatur keluar termal oil	°C	290
Aliran massa gas buang	kg/s	5,05
Temperatur keluar gas buang	°C	186,76
Aliran massa termal oil	kg/s	1,145

Dari hasil *running software* HTRI didapatkan temperatur keluar gas buang setelah melewati economizer yakni sebesar 186,76 °C. Pada temperatur tersebut, kandungan SO_x dan H₂O dalam gas buang tidak mengalami kondensasi akibat penurunan temperatur gas buang. Setelah dilakukan *running* pada software HTRI suite V6.0 maka didapatkan hasil perbandingan dari variasi diameter tube dan panjang tube pada tabel dibawah ini :

Tabel 4. 4 Hasil *running* software HTRI

Diameter tube (inc)	Panjang tube (m)	Exh. Pressure drop (kPa)	Berat (kg)
0,5	1,0	1,667	17488
	1,5	1,504	8612
	2,0	1,017	6824
	2,5	0,369	8370
1,0	1,0	1,932	18094
	1,5	1,975	13932
	2,0	2,570	10628
	2,5	2,117	8597
1,5	1,0	1,831	22368
	1,5	1,704	18234
	2,0	1,747	15824
	2,5	1,936	13682
2	1,0	1,783	27766
	1,5	1,025	25262
	2,0	1,556	20714
	2,5	1,682	18461

Dari tabel 4.4, nilai *pressure drop exhaust gas* tidak lebih dari batas yang diijinkan yakni 3 kPa. Namun, ditinjau dari segi berat, economizer dengan diameter tube 0,5 inc dan panjang 2 m memiliki berat yang paling ringan jika dibandingkan dengan *economizer* yang lain.

4.9 Desain Sistem Pemanas Pada *Cargo Tank*

1. Perpindahan panas konveksi pada aliran internal pipa

- Menghitung bilangan Reynold

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

dimana,

$$\dot{m} = 0,1145 \text{ kg/s}$$

D = diameter tube yang divariasiakan

$$\mu = 0,001142 \text{ Pa.s}$$

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

<i>Pipe size (inch)</i>	O.D (m)	<i>thickness (m)</i>	I.D (m)	Re
1	0,03340	0,00338	0,02664	4793,59
1,25	0,04216	0,00356	0,03505	3643,82
1,5	0,04826	0,00368	0,04089	3123,27

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} c_p &= 2,4 \text{ kJ/kg.K} \\ \mu &= 0,001142 \text{ Pa.s} \\ k &= 0,1121 \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

sehingga,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{2,4 \times 1000 \times 0,001142}{0,1121} \\ &= 24,4495 \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^{0,3}$$

dimana,

Re = Reynold number

Pr = Prandtl number, 24,44960

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

Re	Pr	Nu
4793,58598	24,44960	52,81263
3643,82007	24,44960	42,40869
3123,27434	24,44960	37,48845

- Menghitung koefisien panas perpindahan panas internal (hi)

$$h_i = \frac{Nu k}{D}$$

dimana,

Nu = Nusselt number yang telah dihitung sebelumnya

k = konduktivitas termal fluida, 0,1121 W/m.K

D = diameter tube

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

Nu	D (m)	hi (W/m².K)
52,81263	0,02664	222,19495
42,40869	0,03505	135,62748
37,48845	0,04089	102,76459

2. Perpindahan Panas Konveksi Diluar Pipa

- Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g, percepatan gravitasi = 9,81 m/s²
 T_w, suhu thermal oil diambil dari rata – rata suhu film tube dan suhu muatan sebelum dipanaskan = 93,5 °C
 T_∞, suhu muatan minyak = 27 °C, 300 K
 β, koefisien ekspansi volumetrik = 0,0006935 °K⁻¹
 x, diameter luar pipa = divariasikan
 ν, viskositas kinematik = 4,69 x 10⁻⁵ m²/s

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

Pipe size (inc)	O.D (m)	Gr
1	0,03340	15348,13516
1,25	0,04216	30874,69106
1,5	0,04826	46295,54056

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

c_p = 2044 J/kg.K
 μ = 0,04268 Pa.s
 k = 0,1159 W/m.K

sehingga,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{2044 \times 0,04268}{0,1159} = 752,699$$

- Menghitung Rayleigh number

$$Ra = Gr Pr$$

dimana,

Gr = Grashof number yang telah didapat pada tabel diatas

Pr = Prandtl number, 752,699
sehingga diperoleh nilai Ra seperti pada tabel dibawah ini :

Pipe size (inc)	Gr	Pr	Ra
1	15348,135	752,700	11552540,01042
1,25	30874,691	752,700	23239377,30056
1,5	46295,541	752,700	34846649,38703

- Menghitung Nusselt number

$$Nu = C.Ra^n$$

dimana,

$$C = 0,53$$

$$n = 0,25$$

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini:

Pipe size (inc)	Ra	Nu
1	11552540,010	30,89906
1,5	23239377,301	36,79866
2	34846649,387	40,72078

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi diluar pipa

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

dimana,

Nu = Nusselt number diperoleh dari tabel diatas

k = konduktivitas termal , 0,1159 W/m.K

D = diameter luar pipa

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

Pipe size (inc)	D (m)	Nu	h_o (W/m².K)
1	0,0334	30,8991	107,2184
1,5	0,0422	36,7987	101,1518
2	0,0483	40,7208	97,7940

- Menghitung koefisien perpindahan menyeluruh

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{r_i} + \frac{1}{h_i} + r_o \frac{\ln r_o/r_i}{k}$$

dimana,

k = konduktivitas termal pipa 64 W/m. °C

r_i = jari – jari dalam pipa (m)

r_o = jari – jari luar pipa (m)

sehingga diperoleh hasil seperti dibawah ini :

<i>Pipe size (inc)</i>	ro	ri	1/ho	1/hi	1/U	U
1	0,0167	0,0133	0,0093	0,0045	0,0150	66,5446
1,5	0,0211	0,0175	0,0099	0,0074	0,0188	53,1459
2	0,0241	0,0204	0,0102	0,0097	0,0218	45,9310

➤ Menghitung panjang coil yang dibutuhkan

$$q = U A \Delta T$$

dimana,

q = beban kalor (watt)

A = luas area perpindahan panas (m²)

ΔT = perbedaan panas menyeluruh (°C)

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

Tabel 4. 5 Table panjang pipa tiap – tipa *cargo tank*

C.O.T	Q (Watt)	U (W/m².C)	ΔT (C)	A (m²)	L (m)	St/Pt (m)	Pipe size (inc)
1	71063,152	66,545	256,5	4,163	49,763	24,881	1
		53,146		5,213	47,364	23,682	1,25
		45,931		6,032	46,974	23,487	1,5
2	150369,257	66,545	256,5	8,810	105,298	52,649	1
		53,146		11,031	100,221	50,111	1,25
		45,931		12,763	99,398	49,699	1,5
3	165088,900	66,545	256,5	9,672	115,606	57,803	1
		53,146		12,110	110,032	55,016	1,25
		45,931		14,013	109,128	54,564	1,5
4	165296,967	66,545	256,5	9,684	115,751	57,876	1
		53,146		12,126	110,170	55,085	1,25
		45,931		14,030	109,265	54,633	1,5
5	177559,226	66,545	256,5	10,403	124,338	62,169	1
		53,146		13,025	118,343	59,172	1,25
		45,931		15,071	117,371	58,685	1,5

Dari tabel diatas, pipa dengan diameter 1,5 inc memiliki panjang yang lebih pendek sebagai area perindahan panas. Selain ditinjau dari segi perpindahan panas, pemilihan diameter pipa perlu meninjau *head loss* akibat *head loss mayor* dan *head loss minor*.

➤ Menghitung *head loss* mayor

$$h = f (L/D) V^2 / 2g$$

dimana,

V = kecepatan fluida dalam pipa (m/s)

Pipe Size (inc)	Q (m³/s)	I.D (m)	A (m²)	V (m/s)
1	0,0001474	0,02664	0,00056	0,26442
1,25	0,0001474	0,03505	0,00096	0,15279
1,5	0,0001474	0,04089	0,00131	0,11225

f = *friction losses* dihitung dengan persamaan dibawah ini :

$$f = 0,02 + 0,0005/D$$

Pipe Size (inc)	I.D (m)	f
1	0,02664	0,038765528
1,25	0,03505	0,034264521
1,5	0,04089	0,032226733

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

C.O.T (St/Pt)	D (m)	L (m)	V (m/s)	f	h (m)	Pipe Size (inc)
1	0,02664	24,881	0,2644	0,0388	0,1290	1
	0,03505	23,682	0,1528	0,0343	0,0275	1,25
	0,04089	23,487	0,1123	0,0322	0,0119	1,5
2	0,02664	52,649	0,2644	0,0388	0,2730	1
	0,03505	50,111	0,1528	0,0343	0,0583	1,25
	0,04089	49,699	0,1123	0,0322	0,0252	1,5
3	0,02664	57,803	0,2644	0,0388	0,2997	1
	0,03505	55,016	0,1528	0,0343	0,0640	1,25
	0,04089	54,564	0,1123	0,0322	0,0276	1,5
4	0,02664	57,876	0,2644	0,0388	0,3001	1
	0,03505	55,085	0,1528	0,0343	0,0641	1,25
	0,04089	54,633	0,1123	0,0322	0,0277	1,5
5	0,02664	62,169	0,2644	0,0388	0,3223	1
	0,03505	59,172	0,1528	0,0343	0,0688	1,25
	0,04089	58,685	0,1123	0,0322	0,0297	1,5

➤ Menghitung *head loss* minor

$$h = K \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

dimana,

K = koefisien *head loss* akibat *fitting* pipa

V = kecepatan fluida dalam pipa (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s²)

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

C.O.T (St/Pt)	D (m)	V	n	K	n x K	hf (m)	Pipe Size (inc)
1	0,02664	0,2644	8	0,30	2,4000	0,823	1
	0,03505	0,1528	8	0,30	2,4000	0,275	1,25
	0,04089	0,1123	8	0,30	2,4000	0,148	1,5
2	0,02664	0,2644	9	0,30	2,7000	0,926	1
	0,03505	0,1528	9	0,30	2,7000	0,309	1,25
	0,04089	0,1123	9	0,30	2,7000	0,167	1,5
3	0,02664	0,2644	8	0,30	2,4000	0,823	1
	0,03505	0,1528	8	0,30	2,4000	0,275	1,25
	0,04089	0,1123	8	0,30	2,4000	0,148	1,5
4	0,02664	0,2644	8	0,30	2,4000	0,823	1
	0,03505	0,1528	8	0,30	2,4000	0,275	1,25
	0,04089	0,1123	8	0,30	2,4000	0,148	1,5
5	0,02664	0,2644	10	0,30	3,0000	1,029	1
	0,03505	0,1528	10	0,30	3,0000	0,344	1,25
	0,04089	0,1123	10	0,30	3,0000	0,185	1,5

➤ Menghitung total *head loss* (ht)

Setelah diperoleh hasil *head loss* mayor dan head minor, maka dapat dihitung total *head loss* seperti pada tabel dibawah ini :

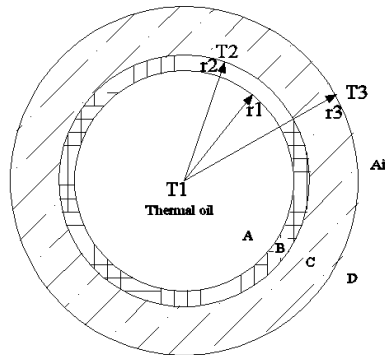
Tabel 4. 6 Tabel *head loss* total pipa cabang

C.O.T 1 (St/Pt)	h (m)	hf (m)	ht (m)	Pipe size (inc)
1	0,1290	0,823	0,9521	1
	0,0275	0,275	0,3024	1,25
	0,0119	0,148	0,1602	1,5
2	0,2730	0,926	1,1989	1
	0,0583	0,309	0,3674	1,25
	0,0252	0,167	0,1920	1,5
3	0,2997	0,823	1,1228	1
	0,0640	0,275	0,3388	1,25
	0,0276	0,148	0,1759	1,5
4	0,3001	0,823	1,1232	1
	0,0641	0,275	0,3389	1,25
	0,0277	0,148	0,1760	1,5
5	0,3223	1,029	1,3512	1
	0,0688	0,344	0,4123	1,25
	0,0297	0,185	0,2151	1,5

berdasarkan tabel 4.6, pipa dengan dengan ukuran diameter 1,5 inc memiliki *head loss* total terkecil pada tiap – tipe *cargo tank*.

4.10 Perhitungan tebal isolasi

Pipa *thermal oil* perlu diberi insulasi agar panas dari *economizer* tidak hilang pada saat didistribusikan ke tiap – tiap *cargo tank*. Jenis material yang digunakan silica aerogel yang memiliki konduktivitas thermal yang kecil yakni 0,033 W/m.K pada temperatur 290 °C. Berikut langkah perhitungan ketebalan insulasi yang dibutuhkan.



Gambar 4. 8 Gambar penampang pipa dan lapisan isolasi

A. Menghitung tebal isolasi pipa pada daerah *maindeck*

➤ Menghitung tahanan termal RA

1. Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

dimana,

$$\dot{m} = 0,5725 \text{ kg/s}$$

D = diameter *tube* yang divariasiakan

$$\mu = 0,000366 \text{ Pa.s}$$

sehingga diperoleh hasil seperti tabel berikut ini :

Pipe Size (inc)	O.D (m)	thickness (m)	I.D (m)	Re
2	0,06033	0,003912	0,052502	37953,38847
2,5	0,07303	0,005156	0,062713	31773,85742
3	0,08890	0,005486	0,077927	25570,29138
3,5	0,10160	0,005740	0,090119	22110,95095

2. Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$c_p = 2,85 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\mu = 0,000366 \text{ Pa.s}$$

$k = 0,0971 \text{ W/m.K}$
sehingga,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{2,85 \times 1000 \times 0,000366}{0,0971}$$

$$= 10,7425$$

3. Menghitung Nusselt number

$$Nu = 0,0265 Re^{4/5} Pr^{0,3}$$

dimana,

Re = Reynol number

Pr = Prandtl number , 10,7425

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

Re	Pr	Nu	Pipe Size (inc)
37953,388	10,743	248,873	2
31773,857	10,743	215,891	2,5
25570,291	10,743	181,454	3
22110,951	10,743	161,534	3,5

4. Menghitung koefisien perpindahan panas dalam pipa (h_i)

$$h_i = \frac{Nu k}{D}$$

dimana,

Nu = Nusselt number diperoleh dari tabel diatas

k = konduktivitas termal , 0,0971 W/m.K

D = diameter luar pipa

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

Nu	D	h_i	Pipe Size (inc)
248,873	0,052502	460,281341	2
215,891	0,062713	334,270665	2,5
181,454	0,077927	226,097931	3
161,534	0,090119	174,046674	3,5

$$RA = \frac{1}{2 \pi h_i r_l L}$$

dimana,

L = Panjang pipa, 66,7 m

h_i = koefisien perpindahan panas konveksi internal

r_l = jari - jari dalam pipa (m)

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

r1 (m)	L (m)	hi (W/m².K)	RA (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,02625	66,7	460,281	0,0001976	2
0,03136	66,7	334,271	0,0002278	2,5
0,03896	66,7	226,098	0,0002710	3
0,04506	66,7	174,047	0,0003044	3,5

➤ Menghitung tahanan termal RB

$$RB = \frac{\ln r_2 / r_1}{2 \pi k L}$$

dimana,

k1 = konduktivitas termal pipa , 64 W/m.K

L = 66,7 m

r2 = jari – jari luar pipa

r1 = jari – jari dalam pipa

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

r2 (m)	r1 (m)	RB (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,0302	0,0263	0,0000052	2
0,0365	0,0314	0,0000057	2,5
0,0445	0,0390	0,0000049	3
0,0508	0,0451	0,0000045	3,5

➤ Menghitung tahanan termal RC

$$RC = \frac{\ln r_3 / r_2}{2 \pi k_2 L}$$

dimana,

k2 = konduktivitas termal bahan insulasi 0,033 W/m.K

L = 66,7 m

r3 = jari – jari luar pipa + tebal insulasi

r2 = jari – jari luar pipa

sehingga, dengan variasi tebal insulasi yang divariasikan diperoleh hasil seperti dibawah ini :

Tebal insulasi (m)	r2 (m)	r3 (m)	RC (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,02	0,0302	0,0502	0,0367989	2
	0,0365	0,0565	0,0316002	2,5
	0,0445	0,0645	0,0268775	3
	0,0508	0,0708	0,0240154	3,5
0,04	0,0302	0,0702	0,0610736	2
	0,0365	0,0765	0,0535198	2,5
	0,0445	0,0845	0,0464298	3
	0,0508	0,0908	0,0420145	3,5
0,06	0,0302	0,0902	0,0792174	2

	0,0365	0,0965	0,0703193	2,5
	0,0445	0,1045	0,0618064	3
	0,0508	0,1108	0,0564158	3,5
0,08	0,0302	0,1102	0,0937109	2
	0,0365	0,1165	0,0839435	2,5
	0,0445	0,1245	0,0744806	3
	0,0508	0,1308	0,0684207	3,5
0,1	0,0302	0,1302	0,1057798	2
	0,0365	0,1365	0,0954041	2,5
	0,0445	0,1445	0,0852620	3
	0,0508	0,1508	0,0787141	3,5

➤ Menghitung tahanan termal RD

1. Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{x u_{\infty}}{v}$$

dimana,

x = panjang pipa, 66,7 m

u_{∞} = kecepatan udara diatas pipa, diasumsikan sama dengan kecepatan kapal, 7,20216 m/s

v = viskositas kinematik udara, 0,0000238 m²/s

sehingga,

$$Re = \frac{x u_{\infty}}{v}$$

$$Re = \frac{66,7 \times 7,20216}{0,0000238}$$

$$Re = 20125013,490$$

2. Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

c_p = 1,0181 kJ/kg.K

μ = 0,00002408 Pa.s

k = 0,0357 W/m.K

sehingga,

$$Pr = \frac{1,0181 \times 1000 \times 0,00002408}{0,0357}$$

$$Pr = 0,68$$

3. Menghitung Stanton number

$$St Pr^{2/3} = 0,185 (\log Re)^{-2,584}$$

dimana,

$$Pr = 0,68$$

$$Re = 20125013,490$$

sehingga,

$$St Pr^{2/3} = 0,185 (\log Re)^{-2,584}$$

$$St = 0,0013973$$

4. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi diluar insulasi

$$h_o = St \rho c_p u$$

dimana,

$$St = 0,0013973$$

$$\rho = 0,82 \text{ kg/m}^3$$

$$u = 7,20216 \text{ m/s}$$

sehingga,

$$h_o = 0,0013973 \times 0,82 \times 1018 \times 7,20216$$

$$h_o = 8,401 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

menghitung tahanan termal RD

$$RD = \frac{1}{2 \pi h_o r_3 L}$$

dimana,

$$h_o = 8,401 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$L = 66,7 \text{ m}$$

$$r_3 = \text{jari - jari luar}$$

sehingga diperoleh hasil seperti pada tabel dibawah ini :

Tebal insulasi (m)	r₃ (m)	RD (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,02	0,0502	0,0056650	2
	0,0565	0,0050285	2,5
	0,0645	0,0044092	3
	0,0708	0,0040137	3,5
0,04	0,0702	0,0040502	2
	0,0765	0,0037140	2,5
	0,0845	0,0033650	3
	0,0908	0,0031296	3,5
0,06	0,0902	0,0031518	2
	0,0965	0,0029444	2,5
	0,1045	0,0027206	3
	0,1108	0,0025647	3,5
0,08	0,1102	0,0025796	2
	0,1165	0,0024390	2,5

0,1	0,1245	0,0022834	3
	0,1308	0,0021726	3,5
	0,1302	0,0021832	2
	0,1365	0,0020816	2,5
	0,1445	0,0019673	3
	0,1508	0,0018844	3,5

➤ Menghitung *heat loss*

$$q = \frac{\Delta T}{R_t}$$

dimana,

R_{th} = tahanan termal menyeluruh

$\Delta T = 290 - 27 = 263 \text{ } ^\circ\text{C}$

sehingga diperoleh *heat loss* untuk tiap – tiap ketebalan insulasi seperti tabel dibawah ini :

➤ Tebal insulasi 0,02 m

Tabel 4. 7 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,02 m

Pipe size (inc)	RA ($^\circ\text{K/W}$)	RB ($^\circ\text{K/W}$)	RC ($^\circ\text{K/W}$)	RD ($^\circ\text{K/W}$)	RT ($^\circ\text{K/W}$)	Q (Watt)
2	0,00020	0,0000052	0,03680	0,00567	0,04267	6164,058
2,5	0,00023	0,0000057	0,03160	0,00503	0,03686	7134,691
3	0,00027	0,0000049	0,02688	0,00441	0,03156	8332,663
3,5	0,00030	0,0000045	0,02402	0,00401	0,02834	9280,826

➤ Tebal insulasi 0,04 m

Tabel 4. 8 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,04 m

Pipe size (inc)	RA ($^\circ\text{K/W}$)	RB ($^\circ\text{K/W}$)	RC ($^\circ\text{K/W}$)	RD ($^\circ\text{K/W}$)	RT ($^\circ\text{K/W}$)	Q (Watt)
2	0,00020	0,0000052	0,06107	0,00405	0,06533	4025,930
2,5	0,00023	0,0000057	0,05352	0,00371	0,05747	4576,516
3	0,00027	0,0000049	0,04643	0,00336	0,05007	5252,578
3,5	0,00030	0,0000045	0,04201	0,00313	0,04545	5786,191

➤ Tebal insulasi 0,06 m

Tabel 4. 9 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,06 m

Pipe size (inc)	RA ($^\circ\text{K/W}$)	RB ($^\circ\text{K/W}$)	RC ($^\circ\text{K/W}$)	RD ($^\circ\text{K/W}$)	RT ($^\circ\text{K/W}$)	Q ($^\circ\text{K/W}$)
2	0,00020	0,0000052	0,07922	0,00315	0,08257	3185,104
2,5	0,00023	0,0000057	0,07032	0,00294	0,07350	3578,368

3	0,00027	0,0000049	0,06181	0,00272	0,06480	4058,460
3,5	0,00030	0,0000045	0,05642	0,00256	0,05929	4435,869

➤ Tebal insulasi 0,08 m

Tabel 4. 10 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,08 m

Pipe size (inc)	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00020	0,0000052	0,09371	0,00258	0,09649	2725,580
2,5	0,00023	0,0000057	0,08394	0,00244	0,08662	3036,392
3	0,00027	0,0000049	0,07448	0,00228	0,07704	3413,813
3,5	0,00030	0,0000045	0,06842	0,00217	0,07090	3709,338

➤ Tebal insulasi 0,1 m

Tabel 4. 11 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,1 m

Pipe size (inc)	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00020	0,0000052	0,10578	0,00218	0,10817	2431,454
2,5	0,00023	0,0000057	0,09540	0,00208	0,09772	2691,386
3	0,00027	0,0000049	0,08526	0,00197	0,08751	3005,538
3,5	0,00030	0,0000045	0,07871	0,00188	0,08091	3250,629

B. Menghitung tebal isolasi pipa pada daerah kamar mesin

Selain menghitung tebal insulasi pipa pada daerah maindeck, perlu dihitung juga tebal isolasi yang dibutuhkan untuk mencegah *heat loss* untuk pipa yang berada dalam kamar mesin setelah *economizer*. Langkah perhitungan sama dengan perhitungan tebal isolasi pada daerah *maindeck*, namun perbedaannya adalah pada daerah kamar mesin diasumsikan tidak ada aliran udara bebas sehingga tahanan termal RD dihitung dengan mengasumsikan proses perpindahan panas yang terjadi adalah perpindahan panas konveksi alami atau natural.

➤ Menghitung tahanan termal RA

1. Menghitung Reynold number

$$Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

dimana,

$\dot{m} = 1,145 \text{ kg/s}$

D = diameter *tube* yang divariasiakan

$\mu = 0,000366 \text{ Pa.s}$

sehingga diperoleh hasil seperti tabel berikut ini :

Pipe Size (inc)	O.D (m)	thikness (m)	I.D (m)	Re
2	0,06033	0,00391	0,05250	75906,77693
2,5	0,07303	0,00516	0,06271	63547,71483
3	0,08890	0,00549	0,07793	51140,58276
3,5	0,10160	0,00574	0,09012	44221,90189

2. Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} c_p &= 2,85 \text{ kJ/kg.K} \\ \mu &= 0,000366 \text{ Pa.s} \\ k &= 0,0971 \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

sehingga,

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{2,85 \times 1000 \times 0,000366}{0,0971} \\ &= 10,7425 \end{aligned}$$

3. Menghitung Nussetl number

$$Nu = 0,0265 Re^{4/5} Pr^{0,3}$$

dimana,

Re = Reynol number

Pr = Prandtl number , 10,743

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

Re	Pr	Nu	Pipe Size (inc)
75906,77693	10,743	433,3136096	2
63547,71483	10,743	375,8874613	2,5
51140,58276	10,743	315,9296793	3
44221,90189	10,743	281,2469504	3,5

4. Menghitung koefisien perpindahan panas dalam pipa (hi)

$$hi = \frac{Nu k}{D}$$

dimana,

Nu = Nusselt number diperoleh dari tabel diatas

k = konduktivitas termal , 0,0971 W/m.K

D = diameter pipa

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

Nu	D	hi	Pipe Size (inc)
433,3136096	0,0525018	801,3963614	2
375,8874613	0,0627126	581,999032	2,5
315,9296793	0,0779272	393,6593624	3
281,2469504	0,0901192	303,0328596	3,5

$$RA = \frac{1}{2 \pi h_i r_l L}$$

dimana,

L = Panjang pipa, 25 m

hi = koefisien perpindahan panas konveksi internal

r_l = jari - jari dalam pipa (m)

sehingga diperoleh hasil seperti tabel dibawah ini :

r_l (m)	L (m)	hi (W/m².K)	RA (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,0262509	25	801,3963614	0,0003028	2
0,0313563	25	581,999032	0,0003490	2,5
0,0389636	25	393,6593624	0,0004153	3
0,0450596	25	303,0328596	0,0004665	3,5

➤ Menghitung tahanan termal RB

$$RB = \frac{\ln r_2 / r_l}{2 \pi k L}$$

dimana,

k_l = konduktivitas termal pipa , 64 W/m.K

L = 25 m

r₂ = jari – jari luar pipa

r_l = jari – jari dalam pipa

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

r₂ (m)	r_l (m)	RB (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,030163	0,026251	0,0000138	2
0,036513	0,031356	0,0000152	2,5
0,044450	0,038964	0,0000131	3
0,050800	0,045060	0,0000119	3,5

➤ Menghitung tahanan termal RC

$$RC = \frac{\ln r_3 / r_2}{2 \pi k_2 L}$$

dimana,

k₂ = konduktivitas termal bahan insulasi 0,033 W/m.K

L = 25 m

r₃ = jari – jari luar pipa + tebal insulasi

r₂ = jari – jari luar pipa

sehingga, dengan variasi tebal insulasi yang divariasikan diperoleh hasil seperti dibawah ini :

Tebal insulasi (m)	r2 (m)	r3 (m)	RC (°K/W)	Pipe Size (inc)
0,02	0,0302	0,0502	0,0981796	2
	0,0365	0,0565	0,0843094	2,5
	0,0445	0,0645	0,0717091	3
	0,0508	0,0708	0,0640731	3,5
0,04	0,0302	0,0702	0,1629443	2
	0,0365	0,0765	0,1427909	2,5
	0,0445	0,0845	0,1238747	3
	0,0508	0,0908	0,1120948	3,5
0,06	0,0302	0,0902	0,2113519	2
	0,0365	0,0965	0,1876120	2,5
	0,0445	0,1045	0,1648993	3
	0,0508	0,1108	0,1505174	3,5
0,08	0,0302	0,1102	0,2500207	2
	0,0365	0,1165	0,2239614	2,5
	0,0445	0,1245	0,1987144	3
	0,0508	0,1308	0,1825464	3,5
0,1	0,0302	0,1302	0,2822205	2
	0,0365	0,1365	0,2545380	2,5
	0,0445	0,1445	0,2274790	3
	0,0508	0,1508	0,2100093	3,5

➤ Menghitung tahanan termal RD

1. Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g, percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
T _w , suhu termal oil	= 290°C, 563 K
T _∞ , suhu udara kamar mesin	= 40 °C, 313 K
β, koefisien ekspansi volumetrik	= 1/((563+313)/2)
	= 0,002283
x, diameter luar pipa + tebal insulasi	= divariasikan (m)
ν, viskositas kinematik	= 2,387 x 10 ⁻⁵ m ² /s

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

Tebal isolasi (m)	d3 (m)	Gr	Pipe size (inc)
0,02	0,1003	9923333,169	2
	0,1130	14189059,656	2,5
	0,1289	21046933,051	3
	0,1416	27901003,758	3,5

0,04	0,1403	27154087,943	2
	0,1530	35214151,800	2,5
	0,1689	47349894,561	3
	0,1816	58854218,883	3,5
0,06	0,1803	57623268,696	2
	0,1930	70675802,900	2,5
	0,2089	89587081,246	3
	0,2216	106939792,160	3,5
0,08	0,2203	105104522,598	2
	0,2330	124347660,125	2,5
	0,2489	151532140,278	3
	0,2616	175931370,760	3,5
0,1	0,2603	173371496,819	2
	0,2730	200003370,645	2,5
	0,2889	236958718,826	3
	0,3016	269602601,853	3,5

2. Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} c_p &= 1014 \text{ J/kg.K} \\ \mu &= 0,00002286 \text{ Pa.s} \\ k &= 0,03365 \text{ W/m.K} \end{aligned}$$

sehingga,

$$Pr = \frac{1014 \times 0,00002286}{0,03365}$$

$$Pr = 0,689$$

3. Menghitung Rayleigh number

$$Ra = Gr Pr$$

Tebal isolasi (m)	d3 (m)	Gr	Ra	Pipe size (inch)
0,02	0,1003	9923333,169	6835758,092	2
	0,1130	14189059,656	9774233,890	2,5
	0,1289	21046933,051	14498328,380	3
	0,1416	27901003,758	19219803,362	3,5
0,04	0,1403	27154087,943	18705285,132	2
	0,1530	35214151,800	24257517,007	2,5
	0,1689	47349894,561	32617309,061	3
	0,1816	58854218,883	40542144,067	3,5
0,06	0,1803	57623268,696	39694195,344	2
	0,1930	70675802,900	48685525,654	2,5
	0,2089	89587081,246	61712693,218	3

	0,2216	106939792,160	73666230,605	3,5
0,08	0,2203	105104522,598	72401992,214	2
	0,2330	124347660,125	85657763,316	2,5
	0,2489	151532140,278	104383984,337	3
	0,2616	175931370,760	121191566,463	3,5
0,1	0,2603	173371496,819	119428179,231	2
	0,2730	200003370,645	137773733,482	2,5
	0,2889	236958718,826	163230685,906	3
	0,3016	269602601,853	185717655,128	3,5

4. Menghitung Nusselt number

$$Nu = C Ra^n$$

dimana,

$$C = 0,53$$

$$n = 0,25$$

sehingga diperoleh hasil sebagai berikut :

Tebal isolasi (m)	Gr	Ra	Nu	Pipe size (inch)
0,02	9923333,169	6835758,092	27,100	2
	14189059,656	9774233,890	29,634	2,5
	21046933,051	14498328,380	32,704	3
	27901003,758	19219803,362	35,092	3,5
0,04	27154087,943	18705285,132	34,855	2
	35214151,800	24257517,007	37,195	2,5
	47349894,561	32617309,061	40,053	3
	58854218,883	40542144,067	42,291	3,5
0,06	57623268,696	39694195,344	42,069	2
	70675802,900	48685525,654	44,272	2,5
	89587081,246	61712693,218	46,975	3
	106939792,160	73666230,605	49,101	3,5
0,08	105104522,598	72401992,214	48,889	2
	124347660,125	85657763,316	50,988	2,5
	151532140,278	104383984,337	53,572	3
	175931370,760	121191566,463	55,609	3,5
0,1	173371496,819	119428179,231	55,405	2
	200003370,645	137773733,482	57,421	2,5
	236958718,826	163230685,906	59,907	3
	269602601,853	185717655,128	61,871	3,5

5. Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi luar pipa (h_o)

$$h_o = \frac{Nu k}{D}$$

dimana,

$$k = 0,03365 \text{ W/m.K}$$

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

Tebal insulasi (m)	d3 (m)	Nu	ho (W/m² K)	Pipe size (inch)
0,02	0,1003	27,100	9,090	2
	0,1130	29,634	8,823	2,5
	0,1289	32,704	8,538	3
	0,1416	35,092	8,339	3,5
0,04	0,1403	34,855	8,358	2
	0,1530	37,195	8,179	2,5
	0,1689	40,053	7,980	3
	0,1816	42,291	7,836	3,5
0,06	0,1803	42,069	7,850	2
	0,1930	44,272	7,718	2,5
	0,2089	46,975	7,567	3
	0,2216	49,101	7,456	3,5
0,08	0,2203	48,889	7,467	2
	0,2330	50,988	7,363	2,5
	0,2489	53,572	7,243	3
	0,2616	55,609	7,153	3,5
0,1	0,2603	55,405	7,162	2
	0,2730	57,421	7,077	2,5
	0,2889	59,907	6,978	3
	0,3016	61,871	6,903	3,5

menghitung tahanan termal RD

$$RD = \frac{1}{2 \pi r_3 L h_o}$$

dimana

r_3 = jari luar pipa + isolasi

L = panjang pipa , 25 m

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

r3 (m)	ho (W/m² K)	RD (°K/W)	Pipe size (inch)
0,0502	9,090	0,0139692	2
0,0565	8,823	0,0127746	2,5
0,0645	8,538	0,0115755	3
0,0708	8,339	0,0107878	3,5
0,0702	8,358	0,0108612	2
0,0765	8,179	0,0101779	2,5
0,0845	7,980	0,0094516	3
0,0908	7,836	0,0089514	3,5
0,0902	7,850	0,0089989	2
0,0965	7,718	0,0085510	2,5

0,1045	7,567	0,0080589	3
0,1108	7,456	0,0077100	3,5
0,1102	7,467	0,0077434	2
0,1165	7,363	0,0074247	2,5
0,1245	7,243	0,0070666	3
0,1308	7,153	0,0068077	3,5
0,1302	7,162	0,0068327	2
0,1365	7,077	0,0065929	2,5
0,1445	6,978	0,0063193	3
0,1508	6,903	0,0061187	3,5

- Menghitung heat loss

$$q = \frac{\Delta T}{R_t}$$

dimana,

R_{th} = tahanan termal menyeluruh

$$\Delta T = 290 - 40 = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

sehingga diperoleh *heat loss* untuk tiap – tiap ketebalan insulasi seperti tabel dibawah ini :

- Tebal insulasi 0,02 m

Tabel 4. 12 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,02 m

Pipe size (inc)	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00030	0,00001	0,09818	0,01397	0,11247	2222,906
2,5	0,00035	0,00002	0,08431	0,01277	0,09745	2565,464
3	0,00042	0,00001	0,07171	0,01158	0,08371	2986,395
3,5	0,00047	0,00001	0,06407	0,01079	0,07534	3318,323

- Tebal insulasi 0,04 m

Tabel 4. 13 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,04 m

Pipe size (inc)	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00030	0,00001	0,16294	0,01086	0,17412	1435,774
2,5	0,00035	0,00002	0,14279	0,01018	0,15333	1630,439
3	0,00042	0,00001	0,12387	0,00945	0,13375	1869,093
3,5	0,00047	0,00001	0,11209	0,00895	0,12152	2057,197

- Tebal insulasi 0,06 m

Tabel 4. 14 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,06 m

<i>Pipe size (inc)</i>	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00030	0,00001	0,21135	0,00900	0,22067	1132,927
2,5	0,00035	0,00002	0,18761	0,00855	0,19653	1272,088
3	0,00042	0,00001	0,16490	0,00806	0,17339	1441,864
3,5	0,00047	0,00001	0,15052	0,00771	0,15871	1575,243

➤ Tebal insulasi 0,08 m

Tabel 4. 15 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,08 m

<i>Pipe size (inc)</i>	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00030	0,00001	0,25002	0,00774	0,25808	968,689
2,5	0,00035	0,00002	0,22396	0,00742	0,23175	1078,748
3	0,00042	0,00001	0,19871	0,00707	0,20621	1212,360
3,5	0,00047	0,00001	0,18255	0,00681	0,18983	1316,950

➤ Tebal insulasi 0,1 m

Tabel 4. 16 *Heat loss* insulasi ketebalan 0,1 m

<i>Pipe size (inc)</i>	RA (°K/W)	RB (°K/W)	RC (°K/W)	RD (°K/W)	RT (°K/W)	Q (Watt)
2	0,00030	0,00001	0,28222	0,00683	0,28937	863,947
2,5	0,00035	0,00002	0,25454	0,00659	0,26150	956,041
3	0,00042	0,00001	0,22748	0,00632	0,23423	1067,342
3,5	0,00047	0,00001	0,21001	0,00612	0,21661	1154,167

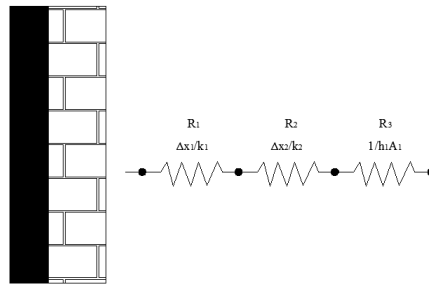
Dari hasil perhitungan tebal insulasi pada daerah *maindeck* dan kamar mesin, pipa dengan diameter 2 inch memiliki nilai *heat loss* terendah pada ketebalan yang sama jika dibandingkan dengan pipa dengan diameter yang lain. Dipilih pipa diameter 2 inc dan tebal isolasi 2 cm dengan total *heat loss* daerah *maindeck* dan kamar mesin sebesar 8,387 kW, nilai ini masih dibawah batas maksimal *heat loss* sistem perpipaan yakni sebesar 20,622 kW.

C. Menghitung tebal isolasi *economizer*

1. Dimensi *economizer* :

Panjang, P = 2 m
 Lebar, L = 0,64 m
 Tinggi, T = 1,932 m

2. Menghitung tekanan termal pada dinding vertikal 1



Gambar 4. 9 Analogi tahanan termal pada dinding *economizer*

➤ Menghitung R1

$$R1 = \frac{\Delta x1}{k1 A}$$

dimana,

$\Delta x1$ = tebal dinding *economizer*, 0,01 m

$k1$ = koduktivitas termal dinding, 61 W/ m.°C

A = luas dinding vertikal 1, 1,28 m²

sehingga,

$$R1 = \frac{\Delta x1}{k1 A}$$

$$R1 = \frac{0,01}{61 \times 1,28}$$

$$R1 = 0,000128074 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung R2

$$R1 = \frac{\Delta x2}{k2 A}$$

dimana,

$\Delta x2$ = tebal isolasi , 0,02 m

$k2$ = koduktivitas termal isolasi , 0,03 W/ m.°C

A = luas dinding vertikal 1, 1,28 m²

sehingga,

$$R2 = \frac{\Delta x2}{k2 A}$$

$$R2 = \frac{0,02}{0,03 \times 1,28}$$

$$R2 = 0,52083 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung R3

➤ Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 g, \text{ percepatan gravitasi} &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\
 T_w, \text{ suhu dinding} &= 330 \text{ }^\circ\text{C}, 603 \text{ K} \\
 T_\infty, \text{ suhu kamar mesin} &= 40 \text{ }^\circ\text{C}, 313 \text{ K} \\
 \beta, \text{ koefisien ekspansi volumetrik} &= 0,002183406 \text{ 1/K} \\
 x, \text{ tinggi dinding} &= 1,932 \text{ m} \\
 \nu, \text{ viskositas kinematik} &= 0,00003270 \text{ m}^2/\text{s}
 \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned}
 Gr &= \frac{9,81 \times 0,002183406 \times (603 - 313) \times 1,932^3}{0,0000327^2} \\
 &= 4,189 \times 10^{10}
 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 \mu, \text{ viskositas dinamik} &= 0,00002671 \text{ kg/m.s} \\
 c_p, \text{ panas spesifik} &= 1029,5 \text{ kJ/kg.K} \\
 k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,04038 \text{ W/m.}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned}
 Pr &= \frac{1029,5 \times 0,0002671}{0,04038} \\
 &= 0,681
 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned}
 Ra &= Gr Pr \\
 &= 4,189 \times 10^{10} \times 0,681 \\
 &= 2,853 \times 10^{10}
 \end{aligned}$$

➤ Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$\begin{aligned}
 Ra, \text{ Rayleigh number} &= 2,853 \times 10^{10} \\
 Pr, \text{ Prandtl number} &= 0,681
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Nu^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 (2,853 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,681}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\
 Nu &= 349,753
 \end{aligned}$$

➤ Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h \times x}{k}$$

dimana,

$$Nu, \text{ Nusselt number} = 349,753$$

$$x, \text{ tinggi dinding } economizer = 1,932 \text{ m}$$

$$k, \text{ konduktivitas termal} = 0,04038 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

sehingga,

$$h1 = \frac{349,753 \times 0,04038}{1,932} \\ = 7,31 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

➤ Menghitung R3

$$R1 = \frac{1}{h1 \times A}$$

dimana,

$$h1, \text{ koefisien perpindahan panas} = 7,31 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} = 1,28 \text{ m}^2$$

$$R3 = \frac{1}{7,31 \times 1,28} \\ = 0,10687 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung *heat loss* dinding vertikal 1

$$q = \frac{\Delta T_{\text{menyeluruh}}}{\Sigma R_{\text{th}}}$$

dimana,

$$\Delta T = 330 - 40$$

$$= 290 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$R_{\text{th}} = R1 + R2 + R3$$

$$= 0,62783 \text{ }^\circ\text{C/W}$$

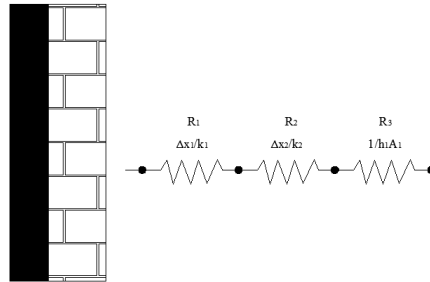
sehingga,

$$q = \frac{290}{0,62783} \\ = 0,461 \text{ kW}$$

untuk 2 sisi dinding maka,

$$q = 2 \times 0,461 \\ = 0,9238 \text{ kW}$$

3. Menghitung tahanan termal pada dinding vertikal 2



Gambar 4. 10 Analogi tahanan termal pada dinding *economizer*

➤ Menghitung R1

$$R1 = \frac{\Delta x1}{k1 A}$$

dimana,

$\Delta x1$ = tebal dinding economizer, 0,01 m

$k1$ = koduktivitas termal dinding, 61 W/ m.°C

A = luas dinding vertikal 2, 1,23648 m²

sehingga,

$$R1 = \frac{\Delta x1}{k1 A}$$

$$R1 = \frac{0,01}{61 \times 1,23648}$$

$$R1 = 0,000132582 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung R2

$$R1 = \frac{\Delta x2}{k1 A}$$

dimana,

$\Delta x2$ = tebal disolasi , 0,02 m

$k2$ = koduktivitas termal isolasi , 0,03 W/ m.°C

A = luas dinding vertikal 2, 1,23648 m²

sehingga,

$$R2 = \frac{\Delta x2}{k2 A}$$

$$R2 = \frac{0,02}{0,03 \times 1,23648}$$

$$R2 = 0,53916 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung R3

➤ Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g, percepatan gravitasi	= 9,81 m/s ²
T _w , suhu dinding	= 330 °C, 603 K
T _∞ , suhu kamar mesin	= 40 °C, 313 K
β, koefisien ekspansi volumetrik	= 0,002183406 1/K
x, tinggi dinding	= 1,932 m
ν, viskositas kinematik	= 0,00003270 m ² /s

sehingga,

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,002183406 \times (603 - 313) \times 1,932^3}{0,0000327^2}$$

$$= 4,189 \times 10^{10}$$

➤ Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

μ, viskositas dinamik	= 0,00002671 kg/m.s
c _p , panas spesifik	= 1029,5 kJ/kg.K
k, konduktivitas termal	= 0,04038 W/m.°C

sehingga,

$$Pr = \frac{1029,5 \times 0,0002671}{0,04038}$$

$$= 0,681$$

➤ Menghitung Rayleigh number

$$Ra = Gr Pr$$

$$= 4,189 \times 10^{10} \times 0,681$$

$$= 2,853 \times 10^{10}$$

➤ Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

Ra, Rayleigh number	= 2,853 x 10 ¹⁰
Pr, Prandtl number	= 0,681

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 (2,853 \times 10^{10})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,681}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

$$Nu = 349,753$$

➤ Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h \times x}{k}$$

dimana,

$$\begin{aligned} Nu, \text{ Nusselt number} &= 349,753 \\ x, \text{ tinggi dinding economizer} &= 1,932 \text{ m} \\ k, \text{ konduktivitas termal} &= 0,04038 \text{ W/m.}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned} h1 &= \frac{349,753 \times 0,04038}{1,932} \\ &= 7,31 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

➤ Menghitung R3

$$R1 = \frac{1}{h1 \times A}$$

dimana,

$$\begin{aligned} h1, \text{ koefisien perpindahan panas} &= 7,31 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \\ A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} &= 1,23648 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R3 &= \frac{1}{7,31 \times 1,23648} \\ &= 0,11036 \text{ }^\circ\text{C/W} \end{aligned}$$

➤ Menghitung *heat loss* dinding vertikal 2

$$q = \frac{\Delta T_{\text{menyeluruh}}}{\Sigma R_{\text{th}}}$$

dimana,

$$\begin{aligned} \Delta T &= 330 - 40 \\ &= 290 \text{ }^\circ\text{C} \\ R_{\text{th}} &= R1 + R2 + R3 \\ &= 0,64993 \text{ W/}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

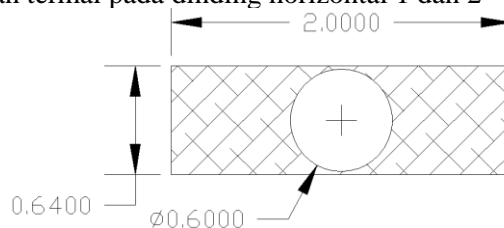
sehingga,

$$\begin{aligned} q &= \frac{290}{0,64993} \\ &= 0,446 \text{ kW} \end{aligned}$$

untuk 2 sisi dinding maka,

$$\begin{aligned} q &= 2 \times 0,446 \\ &= 0,8924 \text{ kW} \end{aligned}$$

4. Menghitung tahanan termal pada dinding horizontal 1 dan 2



Gambar 4. 11 Tampak atas/bawah *economizer*

➤ Menghitung R1

$$R1 = \frac{\Delta x1}{k1 A}$$

dimana,

$\Delta x1$ = tebal dinding *economizer*, 0,01 m

$k1$ = konduktivitas termal dinding, 61 W/ m.°C

A = luas bidang horizontal (arsir), 0,9973 m²

sehingga,

$$R1 = \frac{\Delta x1}{k1 A}$$

$$R1 = \frac{0,01}{61 \times 0,9973}$$

$$R1 = 0,000164 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung R2

$$R1 = \frac{\Delta x2}{k2 A}$$

dimana,

$\Delta x2$ = tebal isolasi , 0,02 m

$k2$ = konduktivitas termal isolasi , 0,03 W/ m.°C

A = luas bidang datar, 0,9973 m²

sehingga,

$$R2 = \frac{\Delta x2}{k2 A}$$

$$R2 = \frac{0,02}{0,03 \times 0,9973}$$

$$R2 = 0,6684 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung R3

➤ Menghitung Grashof number

$$Gr = \frac{g \beta (T_\infty - T_w) x^3}{\nu^2}$$

dimana,

g , percepatan gravitasi = 9,81 m/s²

T_w , suhu dinding = 330 °C, 603 K

T_∞ , suhu kamar mesin = 40 °C, 313 K

β , koefisien ekspansi volumetrik = 0,002183406 1/K

x , luas/keliling = 4,113 m

ν , viskositas kinematik = 0,00003270 m²/s

sehingga,

$$Gr = \frac{9,81 \times 0,002183406 \times (603 - 313) \times 4,113^3}{0,0000327^2}$$

$$= 4,044 \times 10^{11}$$

- Menghitung Prandtl number

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

dimana,

$$\mu, \text{viskositas dinamik} = 0,00002671 \text{ kg/m.s}$$

$$c_p, \text{panas spesifik} = 1029,5 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k, \text{konduktivitas termal} = 0,04038 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

sehingga,

$$Pr = \frac{1029,5 \times 0,0002671}{0,04038} = 0,681$$

- Menghitung Rayleigh number

$$\begin{aligned} Ra &= Gr Pr \\ &= 4,044 \times 10^{11} \times 0,681 \\ &= 2,754 \times 10^{11} \end{aligned}$$

- Menghitung Nusselt number

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right)^{8/27}}$$

dimana,

$$Ra, \text{Rayleigh number} = 2,754 \times 10^{11}$$

$$Pr, \text{Prandtl number} = 0,681$$

$$\begin{aligned} Nu^{1/2} &= 0,825 + \frac{0,387 (2,754 \times 10^{11})^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{0,681}\right)^{9/16}\right)^{8/27}} \\ Nu &= 371,465 \end{aligned}$$

- Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi

$$Nu = \frac{h x}{k}$$

dimana,

$$Nu, \text{Nussetl number} = 371,465$$

$$x, \text{luas/keliling} = 4,113 \text{ m}$$

$$k, \text{konduktivitas termal} = 0,04038 \text{ W/m.}^\circ\text{C}$$

sehingga,

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{371,465 \times 0,04038}{4,113} \\ &= 3,646 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Menghitung R3

$$R1 = \frac{1}{h1 A}$$

dimana,

$$h1, \text{ koefisien perpindahan panas} = 3,646 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A, \text{ luas permukaan perpindahan panas} = 0,9973 \text{ m}^2$$

$$R3 = \frac{1}{3,646 \times 0,9973} \\ = 0,275 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

➤ Menghitung *heat loss* dinding horizontal

$$q = \frac{\Delta T_{\text{menyeluruh}}}{\Sigma R_{\text{th}}}$$

dimana,

$$\Delta T = 330 - 40$$

$$= 290 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_{\text{th}} = R1 + R2 + R3$$

$$= 0,943 \text{ W/} ^\circ\text{C}$$

sehingga,

$$q = \frac{290}{0,943} \\ = 0,307 \text{ kW}$$

untuk 2 sisi maka,

$$q = 2 \times 0,307 \\ = 0,6146 \text{ kW}$$

total *heat loss* dari 6 sisi permukaan *economizer* adalah 2,43085 kW.

4.11 Perencanaan *expansion tank* dan *storage tank*

1. Menghitung volume sistem

➤ Menghitung volume pipa cabang

$$V = L \pi r^2$$

dimana,

$$r = \text{jari - jari dalam pipa, } 0,020447 \text{ m}$$

$$L = \text{panjang pipa}$$

C.O.T	Panjang pipa (m)
1	46,974
2	99,398
3	109,128
4	109,265
5	117,371

sehingga diperoleh hasil seperti berikut :

C.O.T	Panjang pipa (m)	Luas penampang (m ²)	Volume (m ³)
1	46,974	0,00131	0,062
2	99,398	0,00131	0,130
3	109,128	0,00131	0,143
4	109,265	0,00131	0,143
5	117,371	0,00131	0,154

- Menghitung volume pipa utama

$$V = L \pi r^2$$

dimana,

L = panjang pipa utama, 4 x 66,7 = 266,8 m

r = jari – jari dalam pipa , 0,0262509 m

sehingga,

$$\begin{aligned}
 V &= L \pi r^2 \\
 &= 266,8 \times 3,14 \times 0,0262509^2 \\
 &= 0,58 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

- Menghitung volume pipa utama pada kamar mesin

$$V = L \pi r^2$$

dimana,

L = panjang pipa utama, 50 m

r = jari – jari dalam pipa , 0,0262509 m

sehingga,

$$\begin{aligned}
 V &= L \pi r^2 \\
 &= 50 \times 3,14 \times 0,0262509^2 \\
 &= 0,1081 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

- Menghitung volume pipa *economizer*

$$V = n L \pi r^2$$

dimana,

L = panjang pipa utama, 2 m

r = jari – jari dalam pipa , 0,005105 m

n = jumlah pipa, 480

sehingga,

$$\begin{aligned}
 V &= n L \pi r^2 \\
 &= 480 \times 2 \times 3,14 \times 0,005105^2 \\
 &= 0,0786 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

- Menghitung volume total sistem

$$\begin{aligned} V_{\text{tot}} &= 0,0786 + 0,1081 + 0,58 + 0,633 \\ &= 1,4 \text{ m}^3 \\ + 10\% &= 1,54 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

2. Menghitung volume *expansion tank*

$$V = k V_s \left((V_1/V_0)^{-1} \right)$$

dimana,

$$\begin{aligned} V_s &= \text{volume sistem, } 1,54 \text{ m}^3 \\ V_1 &= \text{volume spesifik } \textit{thermal oil} \text{ pada } 290^\circ\text{C, } 0,001466 \text{ m}^3/\text{kg} \\ V_0 &= \text{volume spesifik } \textit{thermal oil} \text{ pada } 40^\circ\text{C, } 0,001163 \text{ m}^3/\text{kg} \\ k &= \text{safety factor, } 2 \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned} V &= k V_s \left((V_1/V_0)^{-1} \right) \\ &= 2 \times 1,54 \left((0,001466/0,001163)^{-1} \right) \\ &= 0,81 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

3. Menghitung volume *storage tank*

Volume storage tank direncanakan dapat menampung 1,5 kali volume sistem, sehingga volume storage tank adalah

$$\begin{aligned} V &= 1,5 \times V_s \\ &= 1,5 \times 1,54 \\ &= 2,31 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

4.12 Perhitungan *head pompa thermal oil*

1. Menghitung *head loss* mayor pipa utama (daerah *maindeck*) (h_1)

- Sisi hisap

$$h = f (L/D) V^2 / 2g$$

dimana,

$$\begin{aligned} L &= \text{panjang pipa, } 66,7 \text{ m} \\ D &= \text{diameter dalam pipa (2 inc), } 0,05250 \text{ m} \\ V &= \text{kecepatan aliran, } 0,340515 \text{ m/s} \\ g &= \text{percepatan gravitasi, } 9,81 \text{ m/s}^2 \\ f &= 0,02 + 0,0005/D \\ &= 0,029523 \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned}
 h &= f (L/D) V^2 / 2g \\
 &= 0,029523 \left(66,7 / 0,05250 \right) 0,340515^2 / 2 \times 9,81 \\
 &= 0,221663 \text{ m}
 \end{aligned}$$

➤ Sisi keluar

$$h = f (L/D) V^2 / 2g$$

imana,

- L = panjang pipa, 66,7 m
- D = diameter dalam pipa (2 inc), 0,05250 m
- V = kecepatan aliran, 0,340515 m/s
- g = percepatan gravitasi, 9,81 m/s²
- f = 0,02 + 0,0005/D
- = 0,029523

sehingga,

$$\begin{aligned}
 h &= f (L/D) V^2 / 2g \\
 &= 0,029523 \left(66,7 / 0,05250 \right) 0,340515^2 / 2 \times 9,81 \\
 &= 0,221663 \text{ m}
 \end{aligned}$$

2. Menghitung *head loss* mayor pipa utama (daerah kamar mesin) (h₂)

➤ Sisi hisap

$$h = f (L/D) V^2 / 2g$$

dimana,

- L = panjang pipa, 17,8 m
- D = diameter dalam pipa (2 inc), 0,05250 m
- V = kecepatan aliran, 0,68103 m/s
- g = percepatan gravitasi, 9,81 m/s²
- f = 0,02 + 0,0005/D
- = 0,029523

sehingga,

$$\begin{aligned}
 h &= f (L/D) V^2 / 2g \\
 &= 0,029523 \left(17,8 / 0,05250 \right) 0,68103^2 / 2 \times 9,81 \\
 &= 0,236618 \text{ m}
 \end{aligned}$$

➤ Sisi keluar

$$h = f (L/D) V^2 / 2g$$

dimana,

- L = panjang pipa, 25 m
 D = diameter dalam pipa (2 inc), 0,05250 m
 V = kecepatan aliran, 0,68103 m/s
 g = percepatan gravitasi, 9,81 m/s²
 f = 0,02 + 0,0005/D
 = 0,029523

sehingga,

$$\begin{aligned}
 h &= f (L/D) V^2 / 2g \\
 &= 0,029523 \left(\frac{25}{0,05250} \right) \frac{0,68103^2}{2 \times 9,81} \\
 &= 0,332328 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3. Menghitung *head loss* minor (hm)

➤ Sisi hisap

No	Type	n	k	n x k
1	elbow 90	12	0,30	4,20
3	Strainer	1	1,5	1,50
4	Globe valve	1	6	6,00
5	T joint	8	0,64	5,12
Total K				16,22

$$h = K \left(V^2 / 2g \right)$$

dimana,

- K = 16,22
 V = 0,68103 m/s
 g = 9,81 m/s²

sehingga,

$$\begin{aligned}
 h &= K \left(V^2 / 2g \right) \\
 &= 16,22 \left(\frac{0,68103^2}{2 \times 9,81} \right) \\
 &= 0,383 \text{ m}
 \end{aligned}$$

➤ Sisi keluar

No	Type	n	k	n x k
1	elbow 90	12	0,30	3,60
2	Strainer	0	1,5	0,00
3	Globe valve	6	6	36,00
4	T joint	13	0,64	8,32
Total K				47,92

$$h = K \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

dimana,

$$\begin{aligned} K &= 47,92 \\ V &= 0,68103 \text{ m/s} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned} h &= K \left(\frac{V^2}{2g} \right) \\ &= 47,92 \left(\frac{0,68103^2}{2 \times 9,81} \right) \\ &= 1,132 \text{ m} \end{aligned}$$

4. *Head statis* (hs)

Direncanakan economizer diletakkan pada *funnel* pada *poop deck* dimana *head statis* diukur dari *double bottom* sampai *nozzle economizer* dengan ketinggian 12,5 m.

5. *Pressure drop economizer* (he)

Dari hasil running pada *software* HTRI suite V6.0 didapatkan *pressure drop thermal oil* didalam susunan *tube economizer* sebesar 47,322 kPa / 4,7322 m

6. *Head loss* pipa cabang (h3)

Dari tabel 4.4, didapatkan *head loss* total pada pipa cabang sebesar 0,1602 m.

7. Menghitung *head total* (ht)

$$\begin{aligned} ht &= h1 + h2 + h3 + hm + hs + he \\ &= 0,443 + 0,568 + 0,1602 + 1,516 + 12,5 + 4,7322 \\ &= 20 \text{ m} \end{aligned}$$

4.13 *Key plan*

Setelah melakukan perhitungan kebutuhan panas, *economizer*, panjang pipa, dan tebal insulasi, maka tahap selanjutnya adalah menggambar sistem perpipaan berupa *keyplan* baik pada sistem pemanas pada *cargo tank* dan sistem perpipaan *Thermal Oil System* pada kamar mesin. Gambar *keyplan* dapat dilihat pada lampiran 1.

4.14 Spesifikasi peralatan yang dibutuhkan

Dari gambar *keyplan* yang telah dibuat maka dapat ditentukan jumlah dan spesifikasi peralatan yang dibutuhkan. Daftar spesifikasi peralatan yang dibutuhkan dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

Tabel 4. 17 Daftar spesifikasi peralatan

No	WOKR BREAK DOWN	SPECIFICATION	VOLUME
A. MATERIAL AND EQUIPMENT			
1.	PIPING, VALVE, PUMP & FITTINGS		
	<i>Thermal oil pipe</i>	- Copper nickel / ANSI / sch 40 / nom. pipe size 2 & 1,5''	92 ls @ 20 feet
	<i>Economizer</i>	- 750 kW/ Copper / O.D 0,5 ich / TEMA Standart / Length 2,0 m	1 pcs
	<i>Tee branch</i>	- Copper nickel / ANSI / nom. pipe size 2''- outlet 2''	29 pcs
	<i>Elbow</i>	- Copper nickel / ANSI / nom. pipe size 2''	34 pcs
	<i>Flange</i>	- Copper nickel / ANSI / nom. pipe size 2'' / bolt circle 5'', holes number 8	207 psc
	<i>Strainer</i>	ANSI / nom. diameter 2''	3 pcs
	<i>SDNRV</i>	Bronze - flanged / hand wheel / ANSI / nom. diameter 2''	16 pcs
	<i>Globe valve</i>	Bronze - flanged / hand wheel / ANSI / nom. diameter 2''	11 pcs
	<i>Thermal oil circulationsg pump</i>	Centrifugal pump / 6 m ³ / Electric motor driven	4 , full set
	<i>Themal oil transfer pump</i>	Centrifugal pump / 6 m ³ / Electric motor driven	2, full set

2.	<i>OTHERS & ACCESSORIES</i>		
	<i>Pipe insulation</i>	- <i>Silica aerogel</i>	<i>1 rolls</i>
		- <i>Alumunium foil</i>	<i>3 rolls</i>
	<i>Thermal oil</i>	<i>Terminol 55</i>	<i>2,3 m³</i>
	<i>Aux. heater</i>	<i>Electric heater , 70 kW</i>	<i>1 set</i>
	<i>Flat plate</i>	<i>Thickness 8 mm</i>	<i>12,6 m²</i>
	<i>Vent. pipe</i>	<i>DN 40</i>	<i>1 m</i>

4.15 Biaya investasi

Salah satu dari tujuan dari daftar spesifikasi peralatan yang dibutuhkan adalah memudahkan dalam merencanakan anggaran biaya yang diperlukan untuk fabrikasi atau instalasi karena jumlah anggaran yang dikeluarkan disesuaikan dengan spesifikasi dan jumlah unit yang dibutuhkan.

Tabel 4. 18 Daftar harga peralatan

Material	Unit	Volume	Harga satuan	Total harga
<i>Silica aero gel insulation</i>	roll	1	Rp315.416,63	Rp315.416,625
<i>Thermal oil</i>	ton	2,3	Rp53.122.800,00	Rp122.182.440,000
<i>Electric heater</i>	set	1	Rp119.526.300,00	Rp119.526.300,000
<i>Thermal oil pump</i>	set	6	Rp14.924.186,63	Rp89.545.119,750
<i>Fitting</i>	kg	189,17	Rp796.842,00	Rp150.738.601,140
<i>Alumunium foil</i>	roll	3	Rp1.277.412,16	Rp3.832.236,492
<i>Strainer</i>	pcs	3	Rp2.468.256,00	Rp7.404.768,000
<i>Pressure gauge</i>	pcs	2	Rp163.883,84	Rp327.767,676
<i>Temperatur indicator</i>	pcs	2	Rp478.083,98	Rp956.167,968
<i>Flow meter</i>	pcs	1	Rp41.149.584,92	Rp41.149.584,915
<i>Economizer</i>	pcs	1	Rp836.110.000,00	Rp836.110.000,000

Tabel 4. 19 Total biaya pengadaan barang

<i>COST :</i>	
Total	Rp 1.372.088.402,566
Bea masuk (10%)	Rp 137.208.840,257
Cost + bea masuk	Rp 1.509.297.242,823
PPN (10%)	Rp 150.929.724,282
PPh (3%)	Rp 45.278.917,285
Shipping (15%)	Rp 205.813.260,385
<i>NET TOTAL COST =</i>	Rp 2.048.527.985,031

Tabel 4. 20 Daftar biaya instalasi

ITEM PEKERJAAN	Q T Y	VOL	SATUAN	HARGA SATUAN	TOTAL
PIPE, FITTING, & VALVE					
Pemasangan pipa pada <i>cargo tank</i> *	1	242	m	Rp885.570,00	Rp214.307.940,00
Pemasangan pipa pada <i>maindeck</i> *	1	267	m	Rp378.200,00	Rp100.979.400,00
Pemasangan pipa *pada <i>engine room</i>	1	50	m	Rp850.950,00	Rp42.547.500,00
Pemasangan katup*	1	27	pcs	Rp570.000,00	Rp15.390.000,00
TANGKI					
Pembuatan <i>expansion tank & storage tank</i> *	1	792	kg	Rp178.200,00	Rp141.134.400,00
EQUIPMENT					
Pemasangan pompa	1	6	<i>unit.job</i>	Rp8.253.955,05	Rp49.523.730,30
Pemasangan <i>electric heater</i>	1	1	<i>unit.job</i>	Rp16.600.875,00	Rp16.600.875,00
Pemasangan <i>economizer</i>	1	1	<i>unit.job</i>	Rp100.000.000,00	Rp100.000.000,00
				Total	Rp680.483.845,30

keterangan : *sudah termasuk harga material yang disediakan oleh galangan. Sehingga didapatkan total anggaran yang diperlukan adalah :

Total biaya pengadaan material = Rp 2.048.527.985,031
 Biaya instalasi = Rp 680.483.845,30
 Total anggaran = Rp 2.729.011.830,33

4.16 Payback Time

Dibawah ini perhitungan *payback time* jika menggunakan *oil fired boiler* dengan kapasitas yang sama yakni sebesar 750 kW.

➤ Menggunakan MDO

harga MDO : Rp 6.438.350,55/ton
 konsumsi bahan bakar : 75,9211 kg/h
 konsumsi bahan bakar 48 jam : 3,6442128 ton
 biaya operasional selama 48 jam : Rp 23.462.791,50
 biaya operasional per hari : Rp 11.731.359,75
 biaya operasional per jam : Rp 488.806,66

biaya operasional per tahun : Rp 4.281.946.308,04

➤ Menggunakan HFO

harga MDO : Rp 3.937.727,55/ ton
 konsumsi bahan bakar : 75,9211 kg/h
 konsumsi bahan bakar 48 jam : 3,6442128 ton
 biaya operasional selama 48 jam : Rp 14.349.917,14
 biaya operasional per hari : Rp 7.174.958,57
 biaya operasional per jam : Rp 298.956,61
 biaya operasional per tahun : Rp 2.618.859.878,9

Tabel 4. 21 *Payback time*

<i>Equipment cost</i>	Rp 2.048.527.985,031
<i>Installation cost</i>	Rp 680.483.845,300
<i>Total Investment</i>	Rp 2.729.011.830,33
<i>Cost, MDO (Rp/hour)</i>	Rp 488.806,656
<i>Cost, HFO (Rp/hour)</i>	Rp 298.956,607
<i>Running hours required to pay back (MDO)</i>	13744,8
<i>Running hours required to pay back (HFO)</i>	8406,4

Kapal berlayar dengan muatan penuh dari Dumai - Jakarta - Dumai dalam waktu 4 hari. Dari Dumai – Jakarta kapal dalam kondisi bermuatan penuh, sedangkan Jakarta – Dumai kapal tidak bermuatan sehingga sistem pemanas tangki tidak difungsikan, dengan asumsi dalam satu bulan terdapat 30 hari, maka terdapat 8 kali pelayaran dari Dumai – Jakarta dimana kapal dalam kondisi bermuatan penuh. Sehingga *payback time* adalah sebagai berikut :

➤ Menggunakan MDO

13744,8 jam/ 48 jam = 286,33 kali pelayaran dalam kondisi muatan penuh.

sehingga, *payback time* adalah sebagai berikut :

286,33 / 8 = 36 bulan

➤ Menggunakan HFO

8406,4 jam / 48 jam = 175, 13 kali pelayaran

payback time :

175,13 / 8 = 22 bulan

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

1. Pada proses *cargo heating*, untuk memanaskan muatan dari 27 C menjadi 40 C dalam waktu 48 jam dibutuhkan energi sebesar 671,118 kW untuk kalor sensible dan 58,62 kW *heat loss* dari badan kapal.
2. Untuk memanaskan muatan minyak tersebut dibutuhkan peralatan yang dapat mensuplai energi panas dengan memanfaatkan panas gas buang dari mesin induk menggunakan *economizer* dengan kapasitas 750 kW.
3. Sistem pemanas pada tangki ruang muat menggunakan pipa jenis *copper nickel* yang diletakkan pada dasar tangki ruang muat dengan diameter 1,5 inch dan panjang 3 batang, untuk tangki nomor 1, 5 batang untuk tangki nomor 2, 6 batang untuk tangki nomor 3, 4, dan 5.
4. Peralatan yang dibutuhkan dalam sistem pemanas muatan dengan memanfaatkan energi panas gas buang mesin induk adalah, *equipments* : *economizer (compact heat exchanger* dan *electric heater*, katup : *globe valve* dan *SDNRV*, pipa berjenis *copper nickel*, *gauge/indicator* : *pressure gauge*, *flow meter* dan *temperature indicator*, Insulasi : *aluminium foil*, dan *silica aero gel*, tangki : *storage tank* dan *expansion tank*.
5. Total investasi awal adalah sebesar Rp2.729.011.830,3

DAFTAR PUSTAKA

BOILERS, A. T., 2017. *Hot Oil Sytem*. [Online]

Available at: <http://www.abco.dk/hotoil.htm>

[Accessed 4 April 2017].

Chairbowo, F. & Ichsani, D., 2016. Rancang Bangun dan Studi Eksperimen Alat

Penukar Panas untuk Memanfaatkan Energi Refrigerant Keluar Kompresor AC sebagai Pemanas Air pada $ST/D=8$ dengan Variasi Volume Air. *JURNAL TEKNI ITS*, Volume 5, pp. 1-6.

Chemical, E., 2017. *HERMINOL® 55 HEAT TRANSFER FLUID*. [Online]

Available at: <http://www.therminol.com/products/Therminol-55>

[Accessed 12 Mei 2017].

Handayani, S. & Damari, A., 2009. *Fisika Untuk SMA dan MA Kelas X*. Jakarta: Pusat Perbukuan Departemen Pendidikan Nasional.

Handoyo, Y., 2014. *ANALISIS ALAT PENUKAR KALOR PADA KETEL UAP*. s.l., s.n., pp. 1-6.

Holman, J., 2010. *Heat Transfer Tenth Edition*. New York: McGraw-Hill.

Jääskeläinen, H., 2011. *Diesel Exhaust Gas*. [Online]

Available at: https://www.dieselnet.com/tech/diesel_exh.php

[Accessed 14 April 2017].

Jadhao, J. & Thambore, D., 2013. Review on Exhaust Gas Heat Recovery for

I.C.Engine. *nternational Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, pp. 93 - 100.

- Kakac, S. & Hongtan, L., 2002. *Heat Exchanger Selection, Rating, and Thermal Design*. New York: CRC PRESS.
- Menon, S. E. & Menon, S. P., 2010. *Working Guide to Pump and Pumping Stations Calculation and Simulations*. USA: ELSEVIER.
- Michalski, R. & Zeńczak, W., 2010. The analysis of thermal-oil heating systems with exhaust gas heaters on motor ships. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin* , pp. 33 - 40.
- Oil, B. O., 2015. *Blue Ocean Oil*. [Online]
Available at: http://blueoceanoil.com/wp-content/uploads/2015/04/therminol_55.pdf
[Accessed 12 Mei 2017].
- Potter, M. & Wiggert, C. D., 2008. *Fluid Mechanics*. USA: McGraw-Hill.
- SAACKE, 2017. *MARINE SYSTEM*. [Online]
Available at: <http://www.saacke.com/products/marine-boilers/emb-eme/>
[Accessed 5 Juni 2017].
- Singh, D. V. & Pedersen, E., 2016. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Conversion and Management*, pp. 315 - 328.
- Sularso & Tahara, H., 2000. *Pompa & Kompresor*. Jakarta: PT Pradnya Paramita.
- ToolBox, E., 2017. *Calculating of Water Expansion Tanks*. [Online]
Available at: http://www.engineeringtoolbox.com/expansion-tanks-d_885.html
[Accessed 20 Juni 2017].
- Wartsila, 2010. *Wartsila 32 Product Guide*. Vaasa: Wartsila, Ship Power Technology.

Woodyard, D., 2004. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. Burlington:
ELSEVIER.

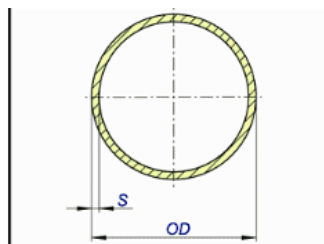
LAMPIRAN



COPPER NICKEL PIPES

us standards for copper nickel pipes

schedule 40S - ANSI / ASME B36.19 UNS C706 / C715



Outside diameter of pipe ØD			Wall thickness		Theoretical weight	
nominal inch	actual inch	actual mm	actual inch	actual mm	Lb/Ft	Kg/m
0.125	0.405	10.29	0.068	1.73	0.24	0.37
0.25	0.540	13.72	0.088	2.24	0.42	0.63
0.38	0.675	17.15	0.091	2.31	0.57	0.84
0.5	0.840	21.34	0.109	2.77	0.85	1.27
0.75	1.050	26.67	0.113	2.87	1.13	1.69
1	1.315	33.40	0.133	3.38	1.68	2.50
1.25	1.660	42.16	0.140	3.56	2.27	3.39
1.5	1.900	48.27	0.145	3.68	2.72	4.05
2	2.375	60.32	0.154	3.91	3.65	5.44
2.5	2.875	73.03	0.203	5.16	5.79	8.63
3	3.500	88.90	0.216	5.49	7.58	11.29
3.5	4.000	101.60	0.226	5.74	9.11	13.57
4	4.500	114.30	0.237	6.02	10.79	16.07
5	5.563	141.30	0.258	6.55	14.62	21.77
6	6.625	168.30	0.280	7.11	18.97	28.26
8	8.625	219.10	0.322	8.18	28.55	42.55
10	10.750	273.05	0.365	9.27	40.48	60.31
12	12.750	323.90	0.375	9.53	49.56	73.88



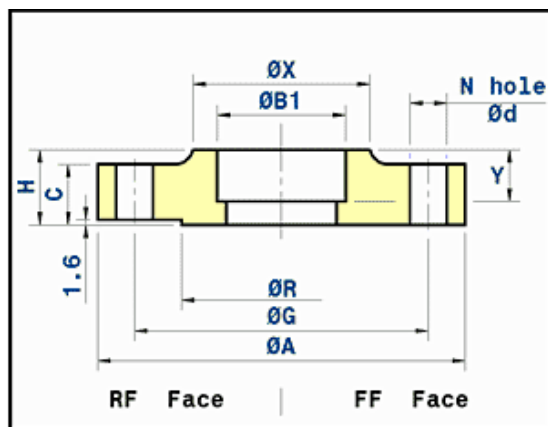
COPPER NICKEL FLANGES

solid socket welding flange - ANSI B16.5 in copper nickel


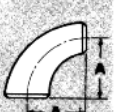
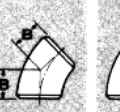

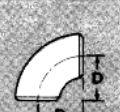

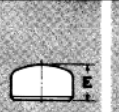
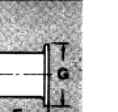
solid socket welding flange - 300 lbs - ANSI B16.5

STANDARD : ANSI B 16.5

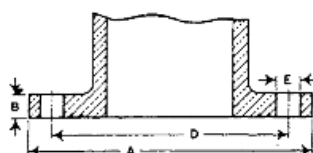
Printable version
PDF version



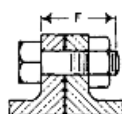
Outside diameter of pipe ØD		ØA	H	C	ØX	ØR	ØB1	Y	Drilling			Theo. weight
nominal inch	actual mm								ØG	N bolt holes	Ød	
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	Kg/piece
0.5	20	95.2	22.2	14.3	88.1	34.9	20.2	9.5	66.7	4	15.9	0.90
0.75	25	117.5	25.4	15.9	107.6	42.9	25.2	11.1	82.5	4	19	1.40
1	30	123.8	27.0	17.5	114.0	50.8	30.2	12.7	88.9	4	19	1.70
1.25	38	133.3	27.0	19.0	123.5	63.5	38.3	14.3	98.4	4	19	2.00
1.5	44.5	145.6	30.2	20.6	134.0	73.0	44.8	15.9	114.3	4	22.2	3.00
2	57	165.1	33.3	22.2	151.0	92.1	57.4	17.5	127.0	8	19	3.40
2.5	76.1	190.5	38.1	25.4	175.0	104.8	76.5	19.0	149.2	8	22.2	5.10
3	88.9	209.5	42.9	28.6	198.0	127.0	89.4	20.6	168.3	8	22.2	6.80
4	108	254.0	47.60	31.8	246.0	157.2	108.5	23.8	200.0	8	22.2	11.30

																									
Nom. Pipe Size	Pipe O.D.	WALL THICKNESS												A	B	K	D	V	E	F		G	Nom. Pipe Size		
		① Light Wall	Sch 20	Sch 30	① Std	Sch 40	Sch 60	X-Sig	Sch 80	Sch 100	Sch 120	Sch 140	Sch 160							XX-Sig	ASA			MSS	
1	½	.840	.083109	.109147	.147188	.294	1½	¾	1½	1	3	2	1½	½		
	¾	1.050	.083113	.113154	.154219	.308	1½	¾	1½	1	3	2	1½	½		
	1	1.315	.109133	.133179	.179250	.358	1½	¾	2½	1	1½	1½	4	2	2	1		
	1¼	1.660	.109140	.140191	.191250	.382	1½	1	2½	1½	2½	1½	4	2	2½	1½		
2	1½	1.900	.109145	.145200	.200281	.400	2¼	1¾	3½	1½	2½	1½	4	2	2½	1½		
	2	2.375	.109154	.154218	.218344	.436	3	1¾	4½	2	3½	1½	6	2½	3½	2		
	2½	2.875	.120203	.203276	.276375	.552	3¾	1¾	5½	2½	3½	1½	6	2½	4½	2½		
	3	3.500	.120216	.216300	.300438	.600	4½	2	6¼	3	4½	2	6	2½	5	3		
3	3½	4.000	.120226	.226318	.318636	.875	5¼	2¼	7¼	3½	5½	2½	6	3	5½	3½		
	4	4.500	.120237	.237337	.337674	.938	6	2½	8¼	4	6¼	2½	6	3	6¾	4		
	5	5.563	.134258	.258375	.375750	1.062	7½	3¼	10½	5	7¾	3	8	3	7¾	5		
	6	6.625	.134280	.280432	.432875	1.250	9	3½	12½	6	9¾	3½	8	3½	8½	6		
4	8	8.625	.148	.250	.277	.322	.322	.406	.500	.594	.719	.812	.906	8½	5	16½	8	12½	4	8	4	10½	8		
	10	10.750	.165	.250	.307	.365	.365	.500	.500	.594	.719	.844	1.000	1.125	15	6¼	20¼	10	15½	5	10	5	12½	10	
	12	12.750	.180	.250	.330	.375	.406	.562	.500	.688	.844	1.000	1.125	1.312	1.000	18	7¼	24¼	12	18½	6	10	6	15	12
	14	14.000	.250	.312	.375	.375	.438	.594	.500	.750	.938	1.094	1.250	1.406	...	21	8½	28	14	21	6½	12	...	16½	14
5	16	16.000	.250	.312	.375	.375	.500	.656	.500	.844	1.031	1.219	1.438	1.594	...	24	10	32	16	24	7	12	...	18½	16
	18	18.000	.250	.312	.438	.375	.562	.750	.500	.938	1.156	1.375	1.562	1.781	...	27	11¼	36	18	27	8	12	...	21	18
	20	20.000	.250	.375	.500	.375	.594	.812	.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.969	...	30	12¼	40	20	30	9	12	...	23	20
	24	24.000	.250	.375	.562	.375	.688	.969	.500	1.219	1.531	1.812	2.062	2.344	...	36	15	48	24	36	10½	12	...	27¼	24
6	30	30.000	.312	.500	.625	.375	45	18½	60	30	45	10½	30
	36	36.000	.312	.500	.625	.375	.750500	54	22¼	...	36	54	10½	36
	42	42.000375500	63	26	...	42	...	12	42
	48	48.000375500	72	29¾	...	48	...	13½	48

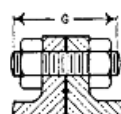
BRONZE FLANGE DIMENSIONS



Class 150 and Class 300 Bronze



Length of Machine Bolt



Length of Stud Bolt

CLASS 150 BRONZE FLANGES

Dimensions in Inches

Nominal Pipe Size	Flanges		Drilling		Bolting		Length of Machine Bolts F	Length of Stud Bolts with 2 Nuts G
	Flange Diameter A	Flange Thickness B	Diameter of Bolt Circle D	Diameter of Bolt Holes E	Number of Bolts	Diameter of Bolts		
1/2	3 1/2	5/16	2 3/4	5/8	4	1/2	1 1/2	1 1/2
3/4	3 3/4	11/32	2 3/4	5/8	4	1/2	1 1/2	1 1/2
1	4 1/4	3/8	3 1/4	5/8	4	1/2	1 1/2	2
1 1/4	4 3/8	13/32	3 1/2	5/8	4	1/2	1 1/2	2
1 1/2	5	7/16	3 3/4	5/8	4	1/2	1 1/2	2 1/2
2	6	1/2	4 3/4	3/4	4	3/4	1 3/4	2 1/2
2 1/2	7	9/16	5 1/2	3/4	4	3/4	2	2 1/2
3	7 1/2	5/8	6	3/4	4	3/4	2 1/4	2 1/2
3 1/2	8 1/2	11/16	7	3/4	8	3/4	2 1/4	2 1/2
4	9	11/16	7 1/2	3/4	8	3/4	2 1/4	2 1/2
5	10	3/4	8 1/2	7/8	8	3/4	2 1/2	3 1/4
6	11	13/16	9 1/2	7/8	8	3/4	2 1/2	3 3/4
8	13 1/2	1 1/16	11 3/4	7/8	8	3/4	2 1/2	3 3/4
10	16	1	14 1/4	1	12	7/8	3 1/4	4 1/2
12	19	1 1/16	17	1	12	7/8	3 1/4	4 1/4

STRAIGHT TEE					REDUCING TEE					CONCENTRIC REDUCER					ECCENTRIC REDUCER				
Nom. Pipe Size	Outlet	C	M	H	Nom. Pipe Size	Outlet	C	M	H	Nom. Pipe Size	Outlet	C	M	H	Nom. Pipe Size	Outlet	C	M	H
3/4	3/4	1 1/8	1 1/8	1 1/2	3 1/2	3 1/2	3 3/4	3 3/4	4	10	10	8 1/2	8 1/2	7	20	15	15	14 1/2	20
1	1	1 1/2	1 1/2	2	3 1/2	2 1/2	3 3/4	3 3/4	4	10	8	8 1/2	8 1/2	7	20	16	15	14	20
	1/2	1 1/2	1 1/2	2	3 1/2	2 1/2	3 3/4	3 3/4	4	10	6	8 1/2	7 1/2	7	20	16	15	14	20
	3/4	1 1/2	1 1/2	2	3 1/2	2 1/2	3 3/4	3 3/4	4	10	5	8 1/2	7 1/2	7	20	12	15	13 1/2	20
	1	1 1/2	1 1/2	2	3 1/2	2 1/2	3 3/4	3 3/4	4	10	4	8 1/2	7 1/2	7	20	10	15	13 1/2	20
	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	3 1/2	2 1/2	3 3/4	3 3/4	4	10	8	8 1/2	7 1/2	7	20	8	15	12 3/4	20
1 1/4	1 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/2	4	4	4 1/4	4 1/4	5	12	12	10	9 1/2	8	24	17	17	16 1/2	20
1 1/4	1	2 1/4	2 1/4	2 1/2	4	3 1/2	4 1/4	4 1/4	5	12	10	10	9	8	24	20	17	16 1/2	20
1 1/4	3/4	2 1/4	2 1/4	2 1/2	4	2 1/2	4 1/4	4 1/4	5	12	8	10	8 1/2	8	24	18	17	16 1/2	20
1 1/4	1/2	2 1/4	2 1/4	2 1/2	4	2 1/2	4 1/4	4 1/4	5	12	6	10	8 1/2	8	24	16	17	16 1/2	20
1 1/2	1 1/2	2 1/4	2 1/4	2 1/2	5	5	4 1/4	4 1/4	5	14	14	11	10 1/2	13	30	14	17	16 1/2	20
1 1/2	1 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/2	5	4	4 1/4	4 1/4	5	14	12	11	10 1/2	13	30	12	17	15 1/2	20
1 1/2	3/4	2 1/4	2 1/4	2 1/2	5	3 1/2	4 1/4	4 1/4	5	14	10	11	10 1/2	13	30	10	17	15 1/2	20
1 1/2	1/2	2 1/4	2 1/4	2 1/2	5	2 1/2	4 1/4	4 1/4	5	14	8	11	9 1/2	13	30	30	22	21	24
2	2	2 1/2	2 1/2	3	6	6	5 1/4	5 1/4	5 1/2	16	16	12	12	14	36	24	22	20	24
2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	3	6	5	5 1/4	5 1/4	5 1/2	16	14	12	12	14	36	20	22	19 1/2	24
2	1 1/4	2 1/2	2 1/2	3	6	4	5 1/4	5 1/4	5 1/2	16	12	12	11 1/2	14	36	18	22	19 1/2	24
2	1	2 1/2	2 1/2	3	6	3 1/2	5 1/4	5 1/4	5 1/2	16	10	12	10 1/2	14	36	16	22	19 1/2	24
2	3/4	2 1/2	2 1/2	3	6	2 1/2	5 1/4	5 1/4	5 1/2	16	8	12	10 1/2	14	36	14	22	19 1/2	24
2 1/2	2 1/2	3	3 1/4	3 1/2	8	8	7	6 1/2	6 1/2	18	18	13 1/2	13	15	42	36	30	28	24
2 1/2	2	3	3 1/4	3 1/2	8	6	7	6 1/2	6 1/2	18	16	13 1/2	13	15	42	30	30	28	24
2 1/2	1 1/2	3	3 1/4	3 1/2	8	5	7	6 1/2	6 1/2	18	14	13 1/2	12 1/2	15	42	30	30	28	24
2 1/2	1 1/4	3	3 1/4	3 1/2	8	4	7	6 1/2	6 1/2	18	12	13 1/2	12 1/2	15	42	24	30	26	24
2 1/2	1	3	3 1/4	3 1/2	8	3 1/2	7	6 1/2	6 1/2	18	10	13 1/2	11 1/2	15	42	20	30	26	24

CLASS 300 BRONZE FLANGES

Nominal Pipe Size	Flanges		Drilling		Bolting		Length of Machine Bolts F	Length of Stud Bolts with 2 Nuts G
	Flange Diameter A	Flange Thickness B	Diameter of Bolt Circle D	Diameter of Bolt Holes E	Number of Bolts	Diameter of Bolts		
1/2	3 3/4	1/2	2 5/8	5/8	4	1/2	1 3/4	2 1/4
3/4	4 5/8	17/32	3 1/4	3/4	4	5/8	2	2 1/2
1	4 7/8	19/32	3 1/2	3/4	4	5/8	2	2 5/8
1 1/4	5 1/4	5/8	3 3/8	3/4	4	5/8	2	2 3/4
1 1/2	6 1/8	1 1/16	4 1/2	7/8	4	3/4	2 1/4	3 1/8
2	6 1/2	3/4	5	3/4	8	5/8	2 1/4	3
2 1/2	7 1/2	13/16	5 5/8	7/8	8	3/4	2 1/2	3 3/8
3	8 1/4	29/32	6 5/8	7/8	8	3/4	2 3/4	3 1/2
3 1/2	9	3 1/32	7 1/4	7/8	8	3/4	3	3 5/8
4	10	1 1/16	7 7/8	7/8	8	3/4	3	3 7/8
5	11	1 1/8	9 1/4	7/8	8	3/4	3 1/4	4
6	12 1/2	1 3/16	10 5/8	7/8	12	3/4	3 1/4	4 1/8
8	15	1 3/8	13	1	12	7/8	3 3/4	4 3/4
10	17 1/2	1 7/16	15 1/4	1 1/8	16	1	4 1/4	5 1/4
12	20 1/2	1 7/16	17 1/4	1 1/4	16	1 1/8	4 1/2	5 3/4

When flanges are integral with valves or fittings, the bolt holes, which are in multiples of four, are drilled to straddle the center lines unless otherwise ordered. Full face gaskets extending to the flange edge as given in ANSI Standard Nonmetallic Gaskets to Pipe Flanges (ANSI B16.21) are required. Metallic gaskets should not be used.

Flanges are smooth finished over the entire face and are provided with two concentric gasket retaining grooves inside the bolt holes. When bronze flanges are bolted to cast iron or steel flanges which normally have a raised face, the raised face should be removed. See page E26.

Flange diameters and drilling templates of 150 lb bronze flanges are the same as corresponding sizes of the ANSI 125 lb Cast Iron Flange Standard, ANSI B16.1 and the ANSI Class 150 Steel Flange Standard, ANSI B16.5. The Class 300 bronze flange diameters and drilling templates are the same as corresponding sizes of the ANSI Class 250 Cast Iron Flange Standard, ANSI B16.1 and the ANSI Class 300 Steel Flange Standard, ANSI B16.5.



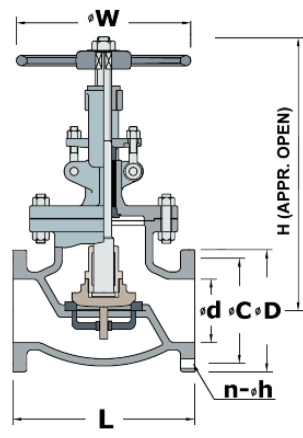
Fig. 1821-B62

Description

Bronze globe valve, flanged ends (Flat Faced), Bolted Bonnet (BB), Outside Screwed and Yoke (OS&Y), rising stem, rising hand wheel, back seat, pressure class 300#.

Technical Features

Design	Generally in accordance with BS 1873 Body, bonnet castings from a Marine Class Society Approved Foundry on request
Marking	In accordance with BS 1873
Testing	In accordance with BS 1873, API 598
Face to Face	In accord. with ASME B16.10:2000 Table 2 Column 15
Flange Dimensions	In accordance with ASME B16.5-Class 300# (Flat Faced)
Pressure Rating	In accordance with ASME B16.24-Class 300# *
Temperature Range	-29°C to +232°C for ASTM B62 material ** -29°C to +289°C for ASTM B61 material
Options	- In ASTM B61 bronze (Suffix B61) - In other bronze materials - With Drain Plug (Suffix DP) - With Screw Down Non Return Stop / Check Disc (Suffix SDNR) - With other flanged connections DIN, JIS etc. - With Marine Class Inspection Certificate (EN10204-3.2) by ABS, BV, DNV, LRS and other (Marine Class) Societies



Dimensions [mm]

	DN	ød	øC	øD	H	L	n-øh	øW	Weight
2"	DN50	51	127.0	165	378	267	8-19.1	180	29 Kg
2½"	DN65	64	149.0	190	425	292	8-22.2	200	38 Kg
3"	DN80	76	168.3	210	464	318	8-22.2	224	58 Kg
4"	DN100	102	200.0	255	565	356	8-22.2	280	90 Kg
5"	DN125	127	234.9	280	620	400	8-22.2	355	154 Kg
6"	DN150	152	269.9	320	741	444	12-22.2	400	171 Kg
8"	DN200	203	330.2	380	805	559	12-25.4	500	243 Kg
10"	DN250	254	387.4	445	883	622	16-28.6	560	367 Kg
12"	DN300	305	450.8	520	926	711	16-31.8	500	474 Kg
8" *	DN200	203	330.2	380	899	533	12-25.4	710	293 Kg
10" *	DN250	254	387.4	445	1107	622	16-28.6	800	477 Kg
12" *	DN300 *	305	450.8	520	1202	711	16-31.8	900	700 Kg
14" *	DN350 *	337	514.4	585	1390	838	20-31.8	1000	880 Kg

* Executed with Gear Operator

N4-HT

Thermal Oil Pumps

Performance Table

MODEL	P2		l/min Q m³/h	0	100	133	166	183	200	216	233	250	266	283		
	kW	HP		0	6	8	10	11	12	13	14	15	16	17		
N4-HT 32-160/0.37	0,37	0,45	H m	8,2	7,8	7,3	6,6	6	5,3	-	-	-	-	-		
N4-HT 32-160/0.55	0,55	0,75		10,3	10	9,6	9,1	8,7	8,4	8	7,3	6,5	-	-		
N4-HT 32-160/0.75	0,75	1		11,6	11,4	11,1	10,7	10,4	10,1	9,7	9,4	8,8	8,2	7,4		

Pyrogel® XT-E

aspen aerogels®

PRODUCT DATA SHEET

FLEXIBLE INDUSTRIAL INSULATION FOR HIGH-TEMPERATURE APPLICATIONS

Pyrogel® XT-E is a high-temperature insulation blanket that is formed of silica aerogel – which possesses the lowest thermal conductivity of any known solid – and reinforced with a non-woven, glass-fiber batting.

Pyrogel® XT-E is our easiest product ever to handle, store, and install. It offers the same industry-leading thermal performance as Pyrogel® XT, with standard roll sizes and a product form that dramatically reduces handling dust and simplifies installation and clean-up.

Ideal for insulating piping, vessels, tanks, and equipment, Pyrogel® XT-E is an essential material for those seeking the ultimate in thermal efficiency.

Physical Properties

Thicknesses*	0.20 in (5 mm)	0.40 in (10 mm)
Material Form*	1,500 ft² rolls	850 ft² rolls
Max. Use Temp.	1200°F (650°C)	
Color	Maroon	
Density*	12.5 lb/ft³ (0.20 g/cc)	
Hydrophobic	Yes	

* Nominal values. Thickness measured using a method derived from ASTM C 518 and another proprietary method to provide resolutions an order of magnitude smaller than ASTM C 518.



Advantages

Superior Thermal Performance

Up to five times better thermal performance than competing insulation products

Reduced Thickness and Profile

Equal thermal resistance at a fraction of the thickness

Less Time and Labor to Install

Easily cut and conformed to complex shapes, tight curvatures, and spaces with restricted access

Physically Robust

Soft and flexible but with excellent springback, Pyrogel® XT-E recovers its thermal performance even after compression events as high as 100 psi

Shipping and Warehousing Savings

Reduced material volume, high packing density, consistent roll sizes, and low scrap rates can reduce logistics costs by a factor of five or more compared to rigid, pre-formed insulations

Simplified Inventory

Unlike rigid pre-forms such as pipe cover or board, the same Pyrogel® XT-E blanket can be cut to fit any piece of piping or equipment

Hydrophobic Yet Breathable

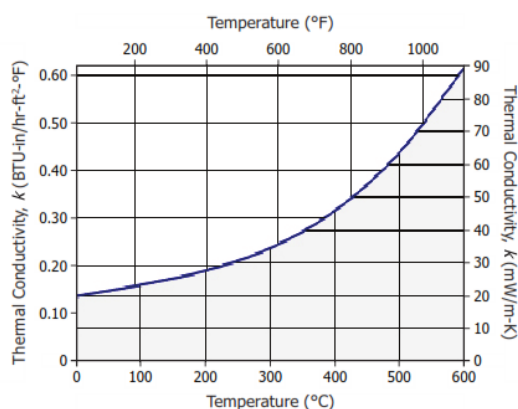
Pyrogel® XT-E repels liquid water but allows vapor to pass through, helping to prevent corrosion under insulation

Environmentally Safe

Landfill disposable, shot-free, minimal dust with no respirable fiber content

Thermal Conductivity†

ASTM C 177 Results



Mean Temp.	°C	0	100	200	300	400	500	600
	°F	32	212	392	572	752	932	1112
k	mW/m-K	20	23	28	35	46	64	89
	BTU-in/hr-ft²-°F	0.14	0.16	0.19	0.24	0.32	0.44	0.62

Aalborg EH

Versatile electrical booster, auxiliary oil and water heater



Standard product range

Capacity and dimensions

Type	EH 15			EH 20			EH 25				EH 30					EH 35					EH 40				
Capacity kW																									
Lub. oil (kW)	5	7	8.5	12	14	17	21	23	26	29	33	37	40	45	48	51	59	63	74	78	96	100	111	116	121
Fuel oil (kW)	7	10	12	17	20	24	30	33	36	40	47	52	56	63	68	72	83	88	104	110	135	141	156	164	171
Water (kW)	15	21	26	36	42	51	64	70	77	85	101	111	120	135	146	154	178	188	223	235	289, 302, 335, 351, 369				
No of elements	9			18			27	30	27	30	42	39	42	39	42	54	51	54	51	54	66	69	63	66	69
Flange size DN	DN 25, 30, 40			DN 25, 32, 40, 50, 65			DN 32, 40, 50				DN 40, 50, 65, 80					DN 40, 50, 65, 80					DN 50, 65, 80				
Elements length	600	850	1000	850	850	1000	850	850	1000	1000	850	1000	1000	1200	1200	1000	1200	1200	1500	1500	1500	1500	1800	1800	1800
A	200			250			250				250					250					300				
B	220			220			220				220					300					300				
C	270			280			280				280					350					350				
E	420	670	820	670	670	820	670	670	820	820	670	820	820	1020	1020	820	1020	1020	1320	1320	1300	1300	1600	1600	1600
F	891	1141	1291	1137	1137	1287	1142	1142	1292	1292	1152	1302	1302	1502	1502	1309	1509	1509	1809	1809	1814	1814	2114	2114	2114
G	570	820	970	820	820	970	820	820	970	970	820	970	970	1170	1170	970	1170	1170	1470	1470	1470	1470	1770	1770	1770
I	254			280			307				332					348					373				
J	327			322			337				342					347					363				
K	280	530	680	530	530	680	530	530	680	680	530	680	980	1020	1020	680	880	880	1180	1180	1160	1160	1460	1460	1460
OD incl. insulation	ø270			ø324.5			ø380				ø425					ø460					ø510				
O	255			275			300				335					380					400				
Net weight kg.	55	65	71	102	109	112	137	140	163	166	206	225	228	254	258	294	327	331	381	386	486	495	555	560	565

Dimensions in mm



Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

MANGGALA

4GG4

Xace E Ver. 6.00 10/07/2017 22.13 SN: Vals100+

SI Units

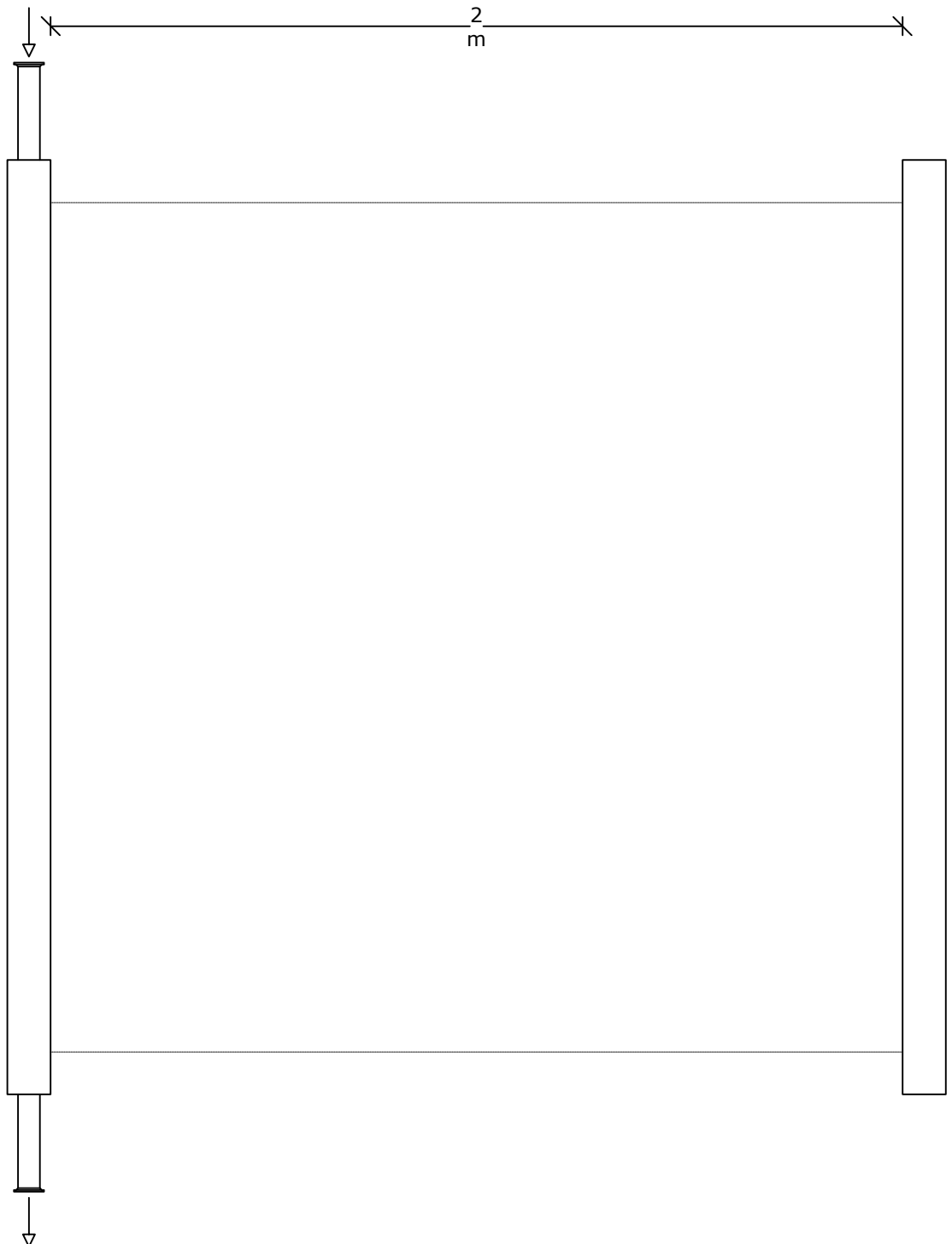
Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

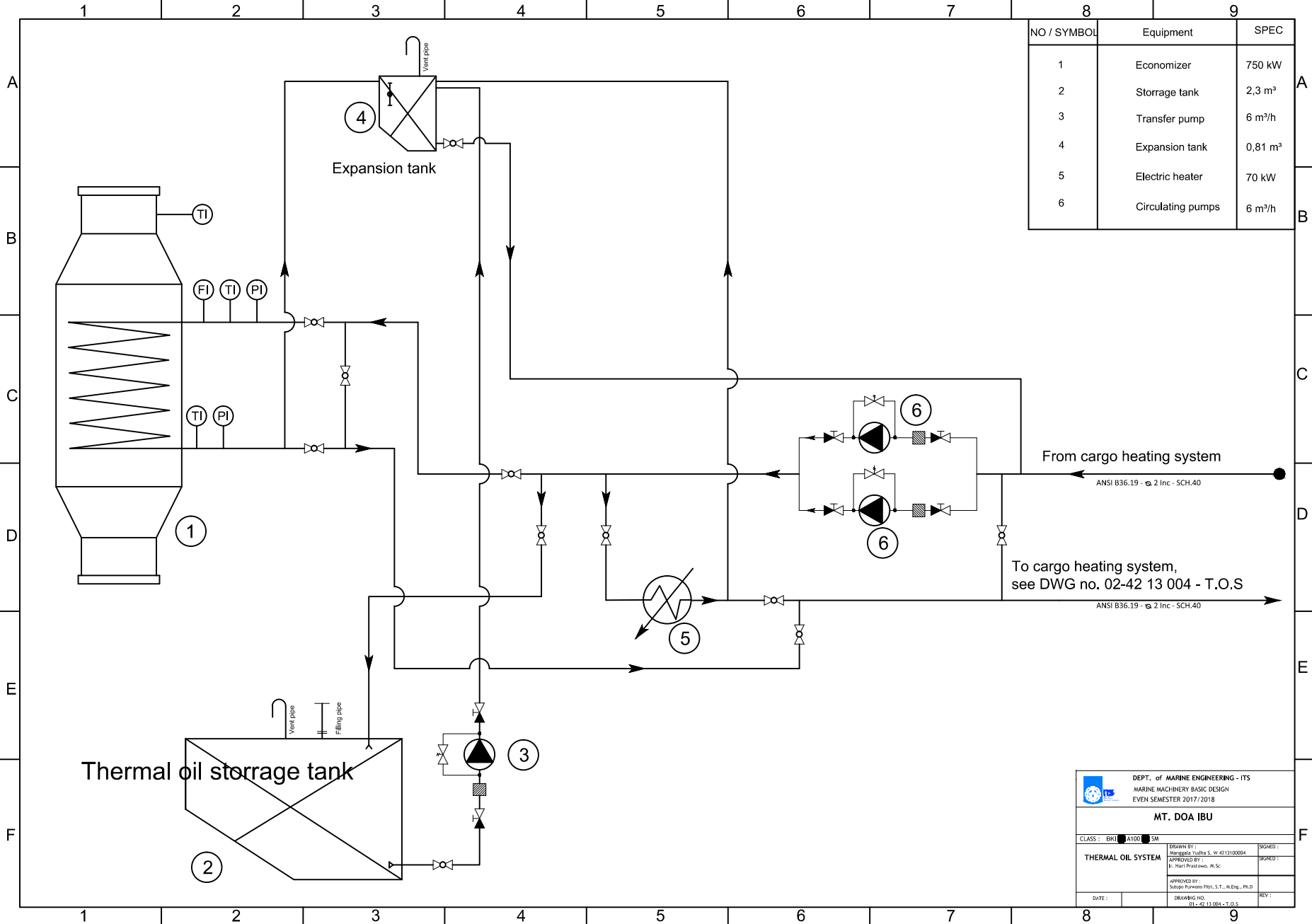
See Data Check Messages Report for Warning Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name	Exhaust Gas			Thermal oil_therminol 55	
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		5,050		1,145
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	330,00	186,76	40,00	290,00
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	156,09	313,30	146,03	306,89
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	785,011	783,994	0,000	0,000
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	1,017	3,000	47,322	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		9,81		0,77
- In/Out	(m/s)			0,68	0,86
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,001760		0,000176
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	80,45		Actual U	(W/m2-K) 21,858
Tubeside film coef	(W/m2-K)	672,22		Required U	(W/m2-K) 21,765
Clean coef	(W/m2-K)	24,598		Area	(m2) 541,372
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 0,43
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	63,7		Tube type	High-finned
Duty	(MegaWatts)	0,750		Tube OD	(mm) 12,700
Unit Geometry				Tube ID	(mm) 10,210
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 2,000
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--) 18,9341
Extended area	(m2)	541,372		Layout	Staggered
Bare area	(m2)	35,565		Trans pitch	(mm) 50,000
Bundle width	(m)	0,638		Long pitch	(mm) 50,000
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--) 20
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--) 40
Diameter	(mm)	50,800	50,800	Tubecount	(-) 480
Velocity	(m/s)	0,66	0,83	Tubecount Odd/Even	(-) 12 / 12
R-V-SQ	(kg/m-s2)	371,72	470,95	Tube material	Copper
Pressure drop	(kPa)	0,204	0,165	Fin Geometry	
Fan Geometry				Type	Plain round
No/bay	(--)	0		Fins/length	fin/meter 196,8
Fan ring type				Fin root	mm 12,700
Diameter	(m)	0,000		Height	mm 15,875
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm 0,432
Driver power	(kW)	0,00		Over fin	mm 44,450
Tip clearance	(mm)	0,000		Efficiency	(%) 72,1
Efficiency	(%)	0		Area ratio (fin/bare)	(--) 15,2218
Airsides Velocities		Actual	Standard	Material	Copper
Face	(m/s)	6,86		Thermal Resistance; %	
Maximum	(m/s)	11,15		Air	27,17
Flow	(100 m3/min)	5,257		Tube	61,57
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Fouling	11,14
Bundle pressure drop	(Pa)	1017,10		Metal	0,13
Bundle flow fraction	(--)	1,000		Bond	0,00
Bundle	100,00	Airsides Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

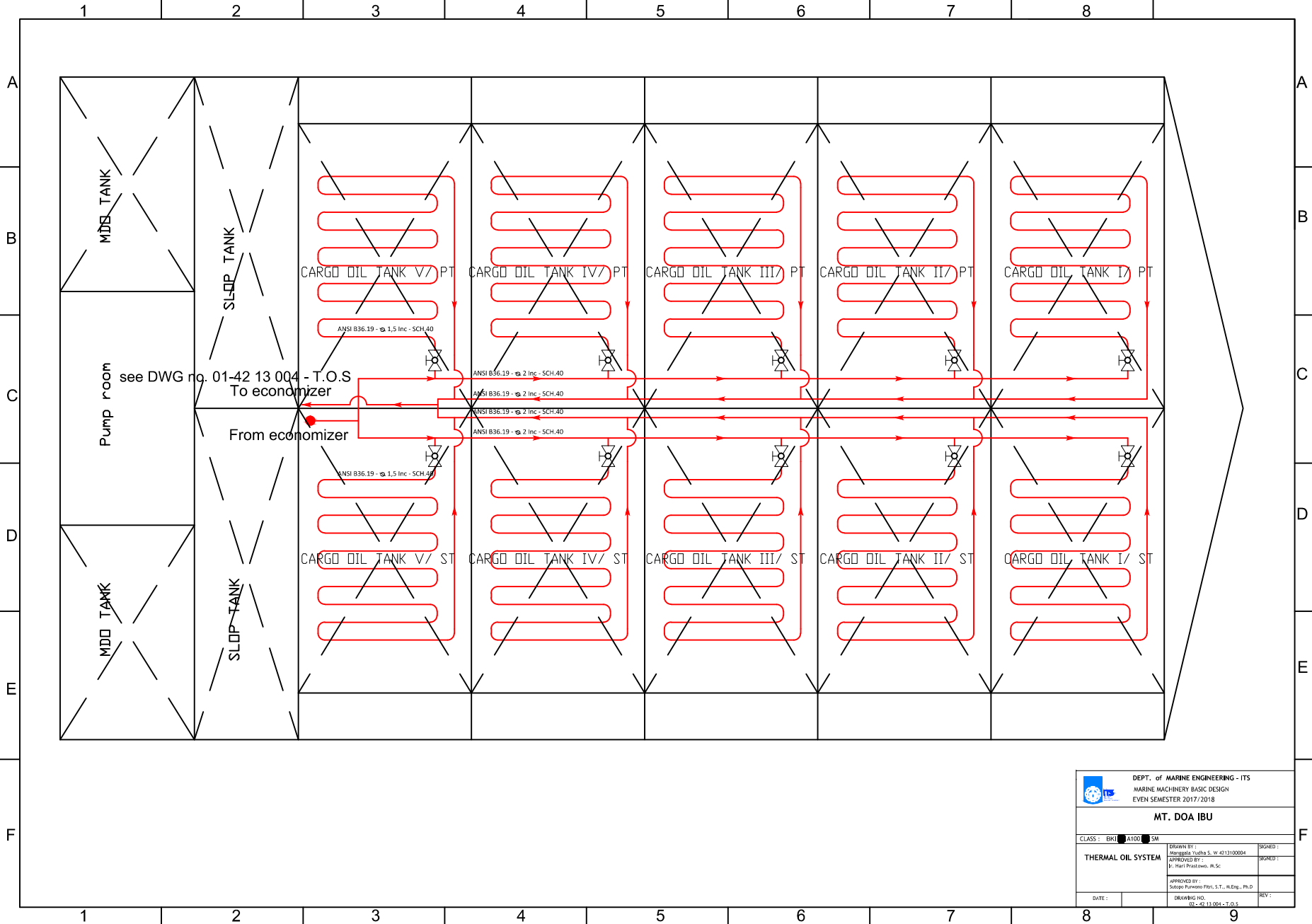
Bay Width	0,651 m	Single bundle weight	6676 kg
Bays in parallel	1	Total bundle weight	--
Bundle width	0,638 m	Structure weight	--
Bundles in parallel	1	Walkway ladder weight	--
Fan diameter	N/A	Dry weight	6676 kg
Fans per bay	0	Wet weight	6824 kg
Ground clearance	--		
Tube length	2 m		






NO / SYMBOL	Equipment	SPEC
1	Economizer	750 kW
2	Storage tank	2,3 m³
3	Transfer pump	6 m³/h
4	Expansion tank	0,81 m³
5	Electric heater	70 kW
6	Circulating pumps	6 m³/h

DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS MARINE MACHINERY BASIC DESIGN EVEN SEMESTER 2017/2018		
MT. DOA IBU		
CLASS : BKK	AT00	SM
THERMAL OIL SYSTEM		DRAWN BY : Alejandro Tufino S. W 4713100004
		APPROVED BY : Dr. Marc Probstmann, M.Sc.
		APPROVED BY : Subcapitana Fier, S.T., M.Eng., Ph.D.
DATE :		REVISION NO. : 01 - 47 13 004 - T.O.S.



 DEPT. of MARINE ENGINEERING - ITS MARINE MACHINERY BASIC DESIGN EVEN SEMESTER 2017/2018			
MT. DOA IBU			
CLASS : BKK	ATOC	SM	
THERMAL OIL SYSTEM		DRAWN BY : Aleksandra Tuftha S. W 4213100004	SIGNED :
		APPROVED BY : Dr. Harti Pratiomo, M.Sc.	SIGNED :
		APPROVED BY : Subagio Purwanto Feni, S.T., M.Eng., Ph.D.	
DATE :		DRAWING NO. 01-42 13 004 - T.O.S	REV :

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Jayapura, 29 September 1994, merupakan anak pertama dari 2 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di , SDN Ranuyoso 1, SMPN 1 Ranuyoso dan SMA Taruna Dra. Zulaeha, Leces, Probolinggo. Lulus dari SMA tahun 2013, kemudian penulis melanjutkan pendidikan formal di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK - ITS pada tahun 2013 melalui jalur SNMPTN dan terdaftar dengan NRP. 4213100004. Penulis terdaftar sebagai member Lab Marine Machinery System dan Grader periode 2016/2017 di Departemen Teknik Sistem Perkapalan.